

Math. A. 122^h

Tentsch

Die Berechnung
der
DAMPFMASCHINEN

mittels
praktisch eingerichteter Tabellen,
welche
ohne Anwendung algebraischer Rechnungen
die effektive Leistung, den Dampfverbrauch
und den
vortheilhaftesten Expansionsgrad
doppeltwirkender Dampfmaschinen leicht bestimmen lassen.

Zum Gebrauche für
Maschinenkonstruktoren, Fabriksbesitzer, Maschinenleiter, Geschäftsmänner,
technische Beamte und Studirende technischer Bildungsanstalten
nach

Beobachtungsergebnissen

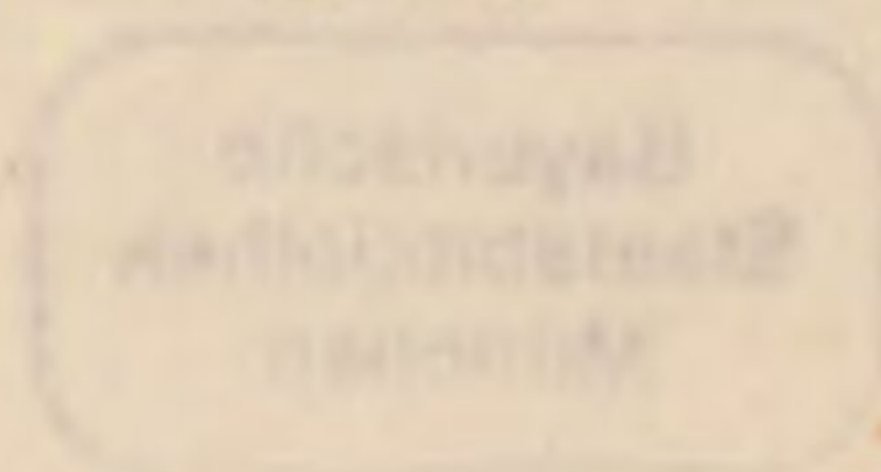
bearbeitet von

G. JENTSCH,

Ingenieur.

Leipzig.

Kommissions-Verlag von Gebhardt & Reiland,
1867.

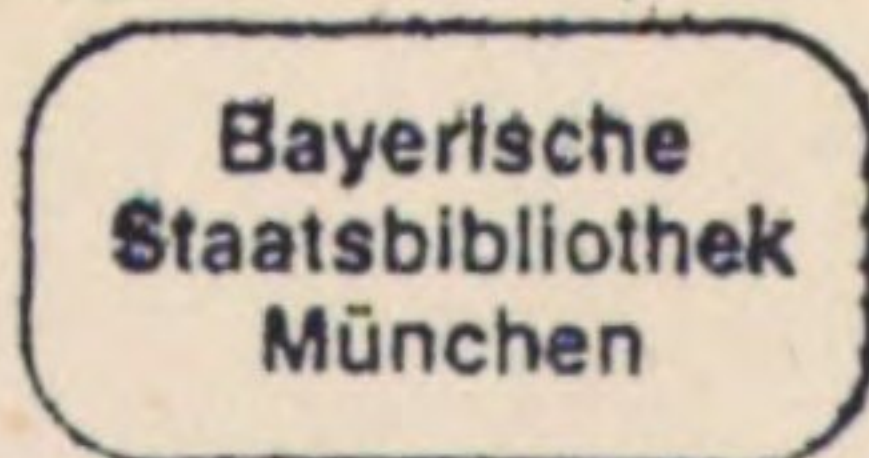


119 - B.



Der Verfasser behält sich das Recht der Uebersetzung in andere Sprachen und der Umformung der Zahlenangaben in andere Maass-Systeme vor.

Druck von Dr. F. Skrejšovský in Prag.



V o r w o r t.

Die vorliegende Zusammenstellung einer in ihrer Form neuen Berechnungsweise der Dampfmaschinen hat zum Zweck, mittels einer kurzen und leichten Rechnung zu dem Besitze jener wichtigen und interessanten Zahlen zu führen, die den Werth einer jeden doppelwirkenden Dampfmaschine in den verschiedenen Arten ihrer Wirksamkeit charakterisiren.

Diese Zahlen geben an:

1. die effektive Leistung,
2. den Dampfverbrauch

einer Maschine, für welche das Sistem und die Dimensionen, die Kolbengeschwindigkeit, Spannung des arbeitenden Dampfes und der gewählte Expansionsgrad vollkommen bekannt sind.

Zur Darstellung dieser Angaben für eine grosse Anzahl von Fällen empfiehlt sich von selbst die Tabellenform, und zwar die Anordnung von mehreren Tabellen, die sich zum Theil auf einander beziehen. Es ist durch eine solche Einrichtung möglich, in zusammengedrängter Kürze die Resultate einer ausserordentlich grossen Zahl von Kombinationen anzugeben, und doch allen Elementen Rechnung zu tragen, welche mitsammen die wahren Endwerthe bestimmen.

Als Grundlage einer Reihe solcher zusammengehöriger Tabellen, die ich für den eigenen Gebrauch berechnete, benutzte ich die

*

Formeln, welche in dem Werke des Herrn J. Völckers, „der Indikator,“ aufgeführt, und aus den Ergebnissen einer grossen Anzahl vom Herrn Verfasser selbst angestellter sorgfältiger Versuche abgeleitet sind.

Die vielfache Anwendung, die ich von diesen erstberechneten Tabellen machte, zeigte mir die Brauchbarkeit der gewählten Form, und überzeugte mich zugleich, dass diese Form einer weiteren Ausbildung fähig sei.

Wenn schon bei den meisten technischen Arbeiten die aus direkten Beobachtungen gewonnenen Resultate für den Praktiker wie für den Theoretiker von höchster Bedeutung sind, und das grösste Vertrauen zu ihrer Richtigkeit einflössen müssen, so ist dies ganz besonders bei den Arbeiten über Dampfmaschinen der Fall, für welche die aus rein theoretischen Betrachtungen abgeleiteten Resultate bis jetzt noch nicht in befriedigende Uebereinstimmung mit der Erfahrung gebracht werden konnten. Der anscheinend sehr einfache Vorgang, dass der Dampf auf den bewegten Kolben drückt, schliesst doch in der That eine Menge von Einzelwirkungen in sich, welche alle die beiden Endergebnisse, das „Soll“ und „Haben“ der Maschine: die verrichtete Arbeit und das verbrauchte Brennmaterial, beeinflussen. Es stellt sich, um hier zur Erkenntniss der wahren Verhältnisse zu kommen, der Weg des direkten Versuches als der sicherste und kürzeste heraus, und die aus solchen Versuchen abgeleiteten Endergebnisse können durch die genaueste Theorie, die schon existirt, oder noch zu erhoffen ist, nicht widerlegt werden, sondern müssen im Gegentheil darin ihre Bestätigung finden.

Bei dem Umformen eines durch Erfahrungen garantirten Materials in eine neue Gestalt musste mein ganzes Bestreben darauf gerichtet sein, dass von dem Werthvollen Nichts verloren gehe, sondern dass alle wichtigen Faktoren zur Geltung kamen. Dieselben sind daher theils schon in den Tabellenwerthen enthalten, theils werden sie in der Weise, wie es in der Gebrauchsanleitung gezeigt

ist, in Rechnung gestellt. Die Bearbeitung ist der Art, dass die Zahl und Bedeutung der ungenauen Schätzungswerthe auf ein Minimum reduziert sind, während dieselben bei manchen anderen Berechnungsweisen der Dampfmaschinen eine sehr bedeutende und für die Richtigkeit des Resultates sehr gefährliche Rolle spielen. Ich habe diese Schätzungszahlen bereits mit in die Tabellenwerthe einbezogen, so dass der Rechner Nichts mehr mit ihnen zu thun bekommt, und bin bei der Bestimmung derselben mit grösstmöglicher Sorgfalt verfahren, indem ich mich dabei der besten Beobachtungen bediente. Durch die so erzielten Mittelwerthe wird die Genauigkeit der Tabellenresultate eine derartige, wie sie überhaupt bei dem vorliegenden Gegenstande erforderlich und möglich ist. Dass hierfür eine Grenze besteht, geht leicht aus der Betrachtung hervor, dass

1. die effektive Leistung in der That nichts Konstantes ist, sondern, mit jedem kleinen Wechsel der Geschwindigkeit und dem dadurch herbeigeführten Spiel des Regulators der Maschine eine andere wird. Die effektive Leistung der Maschine ist somit auch ein Mittelwerth aus einer Menge faktischer Leistungen und absolut genau nicht auszudrücken.

2. Was den Brennmaterialbedarf betrifft, so wird dieser auf die effektive Leistung bezogen, enthält somit die Schwankungen derselben ebenfalls; ausserdem aber liegen die Erfahrungsergebnisse über die Heizkraft der Brennstoffe eben nur in jener Genauigkeit vor, wie sie für die Praxis von Bedeutung ist, und diese Genauigkeit liegt noch weit unter der Sicherheit, mit welcher man die verrichtete Arbeit und das verbrauchte Dampfgewicht zu präzisiren vermag.

Es war unter diesen Rücksichten eine der ersten Aufgaben, diese Grenze der Genauigkeit, innerhalb welcher die Angaben zu erfolgen haben, zu ziehen, um den Anforderungen der Praxis einerseits vollkommen gerecht zu werden, andererseits alles Illusorische auszuschliessen.

Ueber die Fassung und Verwendbarkeit der vorliegenden Arbeit erlaube ich mir Folgendes zu bemerken. Wenn es auch mein erstes Bestreben war, dem Konstrukteur ein bequemes Mittel zu bieten, um die Arbeitsweise des Dampfes in allen Fällen leicht beziffern zu können, so hielt ich es jedoch für ebenso wichtig, eine solche Darstellung zu wählen, wie sie auch dem Nichttechniker, dem gebildeten Kaufmanne und dem intelligenten Praktiker leicht verständlich ist. Ich glaube, viele Berufsgenossen werden mit mir der Meinung sein, dass eine Verallgemeinerung der Kenntniss des Dampfmaschinenwesens für alle Interessenten, für den Käufer so gut, wie für den soliden Erbauer nutzbringend sei. Wenn der Geschäftsmann früher, bevor er eine Maschine bestellt, berechnen kann, wie theuer ihm die verlangte Kraft die Woche hindurch bei diesem oder jenem Maschinensysteme zu stehen kommen wird, so ist in den meisten Fällen zu erwarten, dass er sich für die bessere Konstruktion entscheiden werde, wenn auch der Anschaffungspreis ein höherer ist. Es wird hier, wie in jedem anderen Fache, eine Hebung des ganzen Industriezweiges nicht allein dadurch bewirkt, dass man versteht, die Sache gut herzustellen, sondern hauptsächlich auch dadurch, dass das Gute gesucht und verlangt wird. Die durch unklare Ansichten erzeugten Vorurtheile schwinden sofort, wenn die Thatfachen durch Ziffern darzustellen sind. Es kann ferner der praktische Leiter eines Etablissements oft eine bedeutende Ersparniss in dem Kostenaufwande für die Betriebskraft erzielen, wenn er sich mit Leichtigkeit über deren vortheilhafteste Beschaffung unterrichten kann.

Aus diesen Gründen habe ich die Berechnungsweise so gefasst, dass gar keine mathematischen Vorkenntnisse zur Ausführung der nöthigen leichten und kurzen Operationen erforderlich sind, und die Bedeutung der wenigen und einfachen Formeln mit einigen Worten erklärt. Alle Subtilitäten sind bereits in den Zahlen enthalten, welche die Tabellen angeben, und indem ich den ganzen mühsamen Theil der Rechnungen auf

mich nahm, so hat der die Tabellen Verwendende nur die darin angegebenen Zahlenresultate zu verwerthen, wozu Nichts weiter als die Anwendung der vier Spezies erforderlich ist.

Zur Erzielung der Verwendbarkeit für den Nichttechniker sind auch die Erklärungen in der Weise gegeben, wie sie ihm leicht zugänglich sind, und daher ist der grösste Theil des Textes als für ihn verfasst zu betrachten. Wenn von Seite wissenschaftlich gebildeter Fachmänner der vorliegenden Arbeit das Zeugniß der Uebersichtlichkeit und bequemen Anwendbarkeit gegeben und anerkannt werden sollte, dass sich der Verfasser einer gewissen Vollständigkeit in der Behandlung des Gegenstandes befleissigt, und die Schwierigkeit zu überwinden getrachtet habe, welche das Anordnen einer bedeutenden Anzahl brauchbarer Mittelwerthe bietet, so ist damit in dieser Richtung das Angestrebte erzielt.

Je mehr Beobachtungen in den verschiedensten Industriezweigen über den Kraftbedarf der Arbeitsmaschinen angestellt und veröffentlicht werden, um so leichter wird es dann sein, von einer richtigen Berechnung der Betriebsmaschinen eine korrekte Anwendung zu machen. Eine Arbeit dieser Art aber, welche sämtliche grössere Industriezweige umfassen müsste, und praktische Mittelwerthe über den Kraftbedarf der Arbeitsmaschinen bei verschiedenen Grössen und Leistungen aufzuführen hätte, übersteigt den Wirkungskreis eines Einzelnen, und könnte nur durch das einverständige Zusammenwirken einer grösseren Zahl daran theilnehmender Personen gefördert werden. Ein solches Unternehmen könnte auch nicht in abgeschlossener Form auftreten, sondern brauchte, um mit den steten Fortschritten im Fache der Arbeitsmaschinen Schritt zu halten, eine kontinuierliche Fortführung, muss aber als eine einer grösseren Korporation würdige Aufgabe bezeichnet werden.

Die vorliegende Berechnung der Dampfmaschinen ist ausser für stationäre Maschinen auch für Schiffsmaschinen direkt

anwendbar, sowohl bezüglich der Ermittlung der effektiven Leistung, als auch des Dampfverbrauches, und es ist aus diesem Grunde auf die Anwendung niedriger Spannungen bei Kondensationsmaschinen Rücksicht genommen worden.

Die für die Leistungen der Lokomotiven verlangten Angaben beziehen sich auf ihre Zugkraft, welche mit der Arbeit stationärer Maschinen nicht in gleicher Weise betrachtet werden kann. Für den Dampfverbrauch der Lokomotiven aber sind die vorliegenden Tabellen sofort anwendbar, da die Berechnung des letzteren nur auf die Vorgänge im Dampfzylinder ohne Rücksicht auf die übrigen Organe der Maschine basirt ist.

Den Gewichtsangaben glaubte ich das Zollpfund = $\frac{1}{2}$ Kilogramm zu Grunde legen zu müssen, indem dieses bereits das am weitesten verbreitete Gewicht in den deutschen Ländern ist. Zur Beibehaltung des rheinländischen Maasses bewog mich einmal dessen gleichzeitige Giltigkeit mit dem Zollpfunde in bedeutenden industriellen Länderstrichen, und anderntheils dessen grosse Aehnlichkeit mit dem österreichischen Maasse. Für dieses letztere sind die Tabellen, ohne eine Reduktion vornehmen zu müssen, direkt anwendbar.

Zur Erzielung allgemeinerer Giltigkeit war ich auch genöthigt, die Dampfspannungen nach Atmosphären zu benennen.

Für die Maasse anderer Länder ist den Tabellen ein Reduktionsverfahren beigegeben. Da die Dimensionen der Maschinen grösstentheils in aliquoten Theilen des Fusses und Zolles gegeben sind, so ist es vortheilhaft, mit den ursprünglichen Angaben direkt zu rechnen, unbekümmert, in welchem Landesmaasse sie ausgedrückt sind. Aus diesem Grunde ist hier die Einrichtung getroffen, dass nur eine einzige kurze Multiplikation mit dem Quadratinhalte des Zylinderquerschnittes vorgenommen, und die Rechnung dadurch sofort in das betreffende andere Maas-System versetzt wird, in welchem dann die Erzielung

IX

der Resultate und die Verwendung der Tabellen ebenso unmittelbar erfolgt, als wären diese für jenes Maass-System verfasst.

Keine Ausnahme hiervon macht das Metermaass; auch für dieses sind die Tabellen nach der oben angedeuteten kurzen Reduktion unmittelbar anzuwenden.

Es wurde hierdurch dem Uebelstande möglichst zu begegnen getrachtet, welcher aus der Verschiedenheit der Maass-Systeme für die Anwendung einer in deutscher Sprache veröffentlichten technischen Arbeit erwächst.

Es war mir von grossem Werthe, während des Verlaufes meiner Arbeit einige Beurtheilungen persönlich entgegennehmen zu können, welche derselben von Herrn Gustav Schmidt, Professor des Maschinenbaues am kgl. Politechnikum in Prag, zu Theil wurden, und ich spreche dem genannten Herrn für dieses sein freundliches Interesse meinen ergebensten Dank aus.

Ebenso halte ich mich den Herren des technischen Bureaus der k. k. Staatseisenbahn für die Bereitwilligkeit verpflichtet, mit welcher sie mir Versuchsergebnisse von Lokomotiven zur Verfügung stellten, aus denen ich bei Nachrechnung derselben mittels der Tabellen neue Beweise für die praktische Brauchbarkeit der hier dargestellten Berechnungsmethode erhielt.

Prag, im Dezember 1866.

G. Jentsch,

Ingenieur in der Maschinenbau - Anstalt
der Herren DANĚK & Co. in Prag.

der Beschaffenheit und der Veranlassung der Tathumstände, welche
erfolgt, als wären diese die eines Mordes, ist zu be-
achten.

Es ist zu beachten, dass nicht nur die That, sondern auch die
Umstände, welche die That begleiten, zu be-
achten sind, und dass die That selbst, wenn sie ohne Veranlassung
erfolgt, nicht als Mord zu betrachten ist.

Es ist zu beachten, dass die That, wenn sie ohne Veranlassung
erfolgt, nicht als Mord zu betrachten ist, sondern als Verbrechen,
welches nur in der That selbst besteht, und nicht in den
Umständen, welche die That begleiten.

Es ist zu beachten, dass die That, wenn sie ohne Veranlassung
erfolgt, nicht als Mord zu betrachten ist, sondern als Verbrechen,
welches nur in der That selbst besteht, und nicht in den
Umständen, welche die That begleiten. Es ist zu beachten, dass
die That, wenn sie ohne Veranlassung erfolgt, nicht als Mord zu
betrachten ist, sondern als Verbrechen, welches nur in der That
selbst besteht, und nicht in den Umständen, welche die That
begleiten.

Es ist zu beachten, dass die That, wenn sie ohne Veranlassung
erfolgt, nicht als Mord zu betrachten ist, sondern als Verbrechen,
welches nur in der That selbst besteht, und nicht in den
Umständen, welche die That begleiten. Es ist zu beachten, dass
die That, wenn sie ohne Veranlassung erfolgt, nicht als Mord zu
betrachten ist, sondern als Verbrechen, welches nur in der That
selbst besteht, und nicht in den Umständen, welche die That
begleiten.

Es ist zu beachten, dass die That, wenn sie ohne Veranlassung
erfolgt, nicht als Mord zu betrachten ist, sondern als Verbrechen,
welches nur in der That selbst besteht, und nicht in den
Umständen, welche die That begleiten.

Es ist zu beachten, dass die That, wenn sie ohne Veranlassung
erfolgt, nicht als Mord zu betrachten ist, sondern als Verbrechen,
welches nur in der That selbst besteht, und nicht in den
Umständen, welche die That begleiten.

Es ist zu beachten, dass die That, wenn sie ohne Veranlassung
erfolgt, nicht als Mord zu betrachten ist, sondern als Verbrechen,
welches nur in der That selbst besteht, und nicht in den
Umständen, welche die That begleiten.

Es ist zu beachten, dass die That, wenn sie ohne Veranlassung
erfolgt, nicht als Mord zu betrachten ist, sondern als Verbrechen,
welches nur in der That selbst besteht, und nicht in den
Umständen, welche die That begleiten.

Es ist zu beachten, dass die That, wenn sie ohne Veranlassung
erfolgt, nicht als Mord zu betrachten ist, sondern als Verbrechen,
welches nur in der That selbst besteht, und nicht in den
Umständen, welche die That begleiten.

Es ist zu beachten, dass die That, wenn sie ohne Veranlassung
erfolgt, nicht als Mord zu betrachten ist, sondern als Verbrechen,
welches nur in der That selbst besteht, und nicht in den
Umständen, welche die That begleiten.

Es ist zu beachten, dass die That, wenn sie ohne Veranlassung
erfolgt, nicht als Mord zu betrachten ist, sondern als Verbrechen,
welches nur in der That selbst besteht, und nicht in den
Umständen, welche die That begleiten.

Es ist zu beachten, dass die That, wenn sie ohne Veranlassung
erfolgt, nicht als Mord zu betrachten ist, sondern als Verbrechen,
welches nur in der That selbst besteht, und nicht in den
Umständen, welche die That begleiten.

Inhalt.

Tabellen I bis VII zur Berechnung der Dampfmaschinen nebst einer Kreistafel.

Nummer	Seite
I. Anleitung zum Gebrauche der Tabellen zur Berechnung der effektiven Leistung doppeltwirkender Dampfmaschinen . . .	1
II. Klassifikation der Dampfmaschinen nach nominellen Pferdekraften	14
III. Die Kolbengeschwindigkeit der Maschinen, ausgedrückt durch das Produkt $n s$ aus Umdrehungszahl in Hublänge . . .	17
IV. Anleitung zum Gebrauche der Tabellen zur Berechnung des Dampfverbrauches doppeltwirkender Maschinen.	23
V. Nichtkondensations-Maschinen nach Tabelle I.	34
VI. Ueber die Anwendung hoher Dampfspannungen und grosser Kolbengeschwindigkeiten bei Lokomotiven	49
VII. Kondensations-Maschinen nach Tabelle II.	60
VIII. Woolf'sche Maschinen nach den Tabellen III, IV, V	74
IX. Ueber den vortheilhaftesten Expansionsgrad einzilindriger Maschinen	89
X. Vergleichung der fixen Expansionssteuerung mit der selbstthätig variablen (Corliss-Steuerung)	97
XI. Ueber den Dampfverlust bei einzilindrigen Maschinen . . .	106
XII. Tabellen über die vortheilhaftesten Füllungsgrade und zugehörigen Konsumverhältnisse einzilindriger Maschinen. . . .	112
(Berechnung des zur Kondensation nöthigen Wassers) . .	123

Nummer		Seite
XIII.	Tabellen über die vortheilhaftesten Füllungsgrade und zugehörigen Konsumverhältnisse Woolf'scher Maschinen	126
XIV.	Tabellarische Zusammenstellung der Konsumverhältnisse, geordnet nach den effektiven Leistungen der Maschinen und den Anfangsspannungen	137
XV.	Ueber die Berechnung der Heizflächen der Dampfkessel . . .	143
XVI.	Gebrauch der Tabellen für verschiedene Maasssysteme	146
	(Nachrechnung mittels der Tabellen einiger praktisch durchgeführten Versuche an Maschinen)	153

Tabellen I bis VII

zur

Berechnung der Dampfmaschinen

nebst einer

Kreistafel.

Tabelle I.

Nichtkondensations-Maschinen

$\frac{s'}{s} = \frac{23}{24} \quad \frac{22}{24} = \frac{11}{12} \quad \frac{21}{24} = \frac{7}{8} \quad \frac{20}{24} = \frac{5}{6} \quad \frac{18}{24} = \frac{3}{4} \quad \frac{16}{24} = \frac{2}{3} \quad \frac{15}{24} = \frac{5}{8} \quad \frac{14}{24} = \frac{7}{12}$																	
A = 1,008				0,967		0,925		0,883		0,800		0,717		0,675		0,633	
p	— C		k		k		k		k		k		k		k		k
1,5	— 076	·000244	6	·000241	6	·000235	6	·000220	6	·000213	5	·000195	5	·000177	4	·000144	4
2	— 057	·000672	14	·000670	14	·000662	14	·000651	14	·000630	12	·000586	12	·000555	12	·000525	10
2,5	— 046	·00110	20	·00109	20	·00108	20	·00107	20	·00101	20	·000956	18	·000944	18	·000898	16
3	— 039	·00153	28	·00152	28	·00151	28	·00150	28	·00145	26	·00139	26	·00135	24	·00127	22
3,5	— 033	·00193	34	·00192	34	·00190	34	·00189	34	·00184	32	·00176	32	·00171	30	·00163	28
4	— 029	·00233	40	·00232	40	·00230	40	·00229	40	·00223	38	·00212	38	·00207	36	·00199	34
4,5	— 025	·00273	50	·00272	50	·00270	50	·00268	50	·00261	45	·00250	45	·00243	45	·00234	40
5	— 023	·00313	55	·00312	55	·00309	55	·00308	55	·00300	55	·00286	50	·00279	50	·00270	45
5,5	— 021	·00353	60	·00351	60	·00349	60	·00347	60	·00338	60	·00322	55	·00315	55	·00306	55
6	— 019	·00393	70	·00391	70	·00389	70	·00386	65	·00377	65	·00359	65	·00351	60	·00342	60
6,5	— 018	·00433	75	·00431	75	·00428	75	·00426	75	·00415	75	·00396	70	·00387	70	·00378	65
7	— 016	·00473	85	·00471	85	·00468	80	·00465	80	·00454	80	·00433	75	·00423	75	·00413	70
7,5	— 015	·00513	90	·00511	90	·00507	90	·00505	90	·00492	85	·00469	85	·00459	80	·00449	80
8	— 014	·00553	95	·00551	95	·00547	95	·00544	95	·00530	95	·00506	90	·00495	90	·00485	85

Korrektionsbrüche, welche von den Tabellenwerthen in Abzug zu bringen sind, wenn der Auspuff belastet ist mit 0,1; 0,2; 0,3 etc. Atm. über den Druck der äusseren Atmosfäre.

0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
·000086	·000172	·000258	·000344	·000430	·000516	·000602	·000688	·000774	·000860

1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
·000946	·001032	·001118	·001204	·001290	·001376	·001462	·001548	·001635	·001720

mit freiem oder belastetem Auspuff.

$\frac{12}{24} = \frac{1}{2}$	$\frac{10}{24} = \frac{5}{12}$	$\frac{9}{24} = \frac{3}{8}$	$\frac{8}{24} = \frac{1}{3}$	$\frac{7}{24}$	$\frac{6}{24} = \frac{1}{4}$	$\frac{5}{24}$	$\frac{4}{24} = \frac{1}{6}$	$\frac{3}{24} = \frac{1}{8}$	$\frac{2}{24} = \frac{1}{12}$
0,550	0,467	0,425	0,383	0,342	0,300	0,258	0,217	0,175	0,133 = A
—	k	—	k	—	k	—	k	—	k
·000436	9	·000330	7	·000254	6	·000190	5	—	1,5
·000788	14	·000661	12	·000577	12	·000473	10	·000386	8
·00114	20	·000978	18	·000878	16	·000773	14	·000648	12
·00148	26	·00129	24	·00119	22	·00107	20	·000923	16
·00182	32	·00161	30	·00150	26	·00136	24	·00120	22
·00217	38	·00193	36	·00181	32	·00165	30	·00147	26
·00251	45	·00226	40	·00213	38	·00194	34	·00175	30
·00285	50	·00258	45	·00244	45	·00224	40	·00202	36
·00319	55	·00291	50	·00275	50	·00253	45	·00230	40
·00353	60	·00324	60	·00306	55	·00282	50	·00257	45
·00388	70	·00357	65	·00338	60	·00311	55	·00285	50
·00422	75	·00392	70	·00369	65	·00341	60	·00312	55
·00456	80	·00425	75	·00400	70	·00370	65	·00340	60

Formeln und Bezeichnungen.

D Durchmesser des Zylinders in Fussen.

O Kolbenfläche in Quadrat Zoll.

s Hub der Maschine in Fussen.

n Umdrehungen in 1 Minute.

p Anfangsdruck in absoluten Atmosphären.

σ Gewicht von 1 Kub. Dampf von der Spannung p in Zollpfunden.

$n s \sigma$ Produkt aus Tabelle VI.

$\frac{s'}{s}$ Füllungsgrad in 24steln des Hubes.

N effektive Pferdekkräfte der Maschine.

z Tabellenwerth auf dieser Tabelle.

k Charakteristik zur Bestimmung des Dampfverlustes.

$$N = O n s \times z; \quad O n s = \frac{N}{z};$$

$$z = \frac{N}{O n s}; \quad O = \frac{N}{n s \times z}.$$

Formel für das in 1 Sekunde zu verdampfende Wasser:

$$S = \frac{2}{9000} O n s \sigma \left\{ A + \frac{x D}{D} - C \right\}$$

hierin: A erster Addend in der Parenthese ist jedem Füllungsgrade untergeschrieben.

x D Werth von Tabelle VII nach der dem z auf dieser Tabelle beigegebenen Charakteristik.

— C subtraktives Glied, jedem p auf dieser Tabelle beigegeben.

Tabelle II.

Kondensations-Maschinen

$\frac{23}{24}$		$\frac{22}{24} = \frac{11}{12}$		$\frac{21}{24} = \frac{7}{8}$		$\frac{20}{24} = \frac{5}{6}$		$\frac{18}{24} = \frac{3}{4}$		$\frac{16}{24} = \frac{2}{3}$		$\frac{15}{24} = \frac{5}{8}$		$\frac{14}{24} = \frac{7}{12}$		
A = 1,008		0,967		0,925		0,883		0,800		0,717		0,675		0,633		
p	k	k	k	k	k	k	k	k	k	k	k	k	k	k	k	
1	·000545	10	·000543	10	·000539	10	·000534	10	·000523	10	·000505	10	·000495	10	·000477	10
1,5	·000956	18	·000954	18	·000948	18	·000940	18	·000916	18	·000883	16	·000866	16	·000845	16
2	·00137	26	·00136	26	·00135	26	·00133	26	·00130	24	·00127	24	·00125	24	·00122	22
2,5	·00178	32	·00177	32	·00176	32	·00175	32	·00172	32	·00166	30	·00163	30	·00160	28
3	·00219	40	·00218	40	·00217	40	·00215	38	·00211	38	·00201	36	·00197	36	·00192	34
3,5	·00260	45	·00259	45	·00258	45	·00256	45	·00251	45	·00240	45	·00235	40	·00229	40
4	·00301	55	·00300	55	·00298	55	·00296	50	·00291	50	·00279	50	·00273	50	·00267	45
4,5	·00341	60	·00340	60	·00339	60	·00337	60	·00331	60	·00318	55	·00311	55	·00304	55
5	·00382	65	·00381	65	·00380	65	·00377	65	·00370	65	·00357	65	·00349	60	·00341	60
5,5	·00423	75	·00422	75	·00420	75	·00418	75	·00410	70	·00369	70	·00368	65	·00378	65
6	·00464	80	·00463	80	·00461	80	·00458	80	·00450	80	·00435	75	·00425	75	·00416	70
6,5	·00505	90	·00504	90	·00502	85	·00499	85	·00490	85	·00474	80	·00464	80	·00453	80

Korrektionsbrüche, welche von den Tabellenwerthen abzuziehen oder hinzuzusaddiren sind, wenn der Stand des Vakumeters am Kondensator von 24 par. Zoll abweicht.

V a k u m e t e r s t ä n d e i n p a r. Z o l l e n.						
17"	18"	19"	20"	21"	22"	23"
—·000215	—·000184	—·000154	—·000123	—·000092	—·000061	—·000031

Vakumeterstände in par. Zollen			
24"	25"	26"	27"
0	+·000031	+·000061	+·000092

mit 24 par. Zoll Vakuum im Kondensator.

$\frac{12}{24} = \frac{1}{2}$		$\frac{10}{24} = \frac{5}{12}$		$\frac{9}{24} = \frac{3}{8}$		$\frac{8}{24} = \frac{1}{3}$		$\frac{7}{24}$	$\frac{6}{24} = \frac{1}{4}$		$\frac{5}{24}$	$\frac{4}{24} = \frac{1}{6}$		$\frac{3}{24} = \frac{1}{8}$		$\frac{2}{24} = \frac{1}{12}$	
0,550		0,467		0,425		0,383		0,342	0,300		0,258	0,217		0,175		0,133 = A	
k		k		k		k		k	k		k	k		k		k	
·000433	9	·000377	8	·000344	7	·000307	7	·000271	6	·000224	5	—	k	—	k	—	k
·000780	16	·000700	14	·000651	14	·000595	12	·000532	12	·000444	10	·000340	8	·000260	7	·000190	5
·00113	22	·00103	20	·000958	18	·000884	16	·000800	16	·000713	14	·000607	12	·000493	10	·000358	8
·00148	26	·00135	24	·00126	22	·00117	20	·00107	20	·000963	18	·000825	16	·000681	12	·000511	10
·00182	32	·00167	30	·00157	28	·00146	26	·00133	24	·00120	22	·00104	20	·000862	16	·000660	14
·00217	38	·00198	36	·00187	34	·00174	30	·00159	28	·00144	26	·00126	24	·00105	20	·000811	16
·00252	45	·00230	40	·00217	38	·00203	36	·00186	34	·00168	30	·00147	28	·00123	24	·000962	20
·00287	50	·00262	45	·00247	45	·00231	40	·00212	38	·00192	36	·00169	32	·00142	26	·00111	22
·00321	55	·00294	50	·00278	50	·00259	45	·00238	40	·00216	40	·00190	34	·00160	30	·00126	24
·00356	60	·00326	55	·00308	55	·00288	50	·00265	45	·00240	45	·00211	38	·00179	34	·00141	28
·00391	70	·00358	65	·00338	60	·00316	55	·00291	50	·00264	50	·00233	40	·00197	36	·00156	30
·00426	75	·00390	70	·00368	65	·00345	60	·00317	55	·00288	55	·00254	45	·00216	40	·00171	32
																·00108	22
																·00119	24

Formeln und Bezeichnungen
wie auf Tabelle I.

Formel für das in 1 Sekunde zu verdampfende Wasser:

$$S = \frac{2}{9000} \text{ On } s \sigma \left\{ A + \frac{x D}{D} \right\}$$

Tabelle III. Woolf'sche Maschinen mit
1 : 3

$\frac{p'}{1} = 1,0$			0,9		0,8		0,7		0,6	
A = 1,030			0,932		0,837		0,740		0,643	
p		k		k		k		k		k
2	·000757	14	·000702	16	·000640	16	·000578	16	·000509	16
2,5	·00103	18	·000958	20	·000880	20	·000802	20	·000716	20
3	·00129	22	·00121	24	·00112	24	·00102	24	·000919	24
3,5	·00156	26	·00146	26	·00135	28	·00124	28	·00112	28
4	·00182	30	·00171	30	·00159	30	·00146	32	·00132	32
4,5	·00208	32	·00196	34	·00182	36	·00168	36	·00153	36
5	·00235	36	·00221	38	·00206	40	·00190	40	·00173	40
5,5	·00262	40	·00246	40	·00229	45	·00212	45	·00193	45
6	·00288	45	·00271	45	·00253	45	·00234	50	·00214	50
6,5	·00314	45	·00297	50	·00276	50	·00256	55	·00234	55
7	·00341	50	·00322	55	·00300	55	·00278	55	·00254	60
7,5	·00367	55	·00347	55	·00324	60	·00300	60	·00274	60
8	·00394	60	·00372	60	·00347	65	·00322	65	·00295	65

Die Korrekptionsbrüche für Stände des Vakumeters am Kondensator, welche von 24 par. Zoll abweichen, sind dieselben wie auf Tabelle II.

Formeln wie auf Tabelle I.

dem Volumenverhältniss der beiden Zylinder 1 : 3

$\frac{l'}{l} = 0,5$		0,4		0,3		0,2		0,1	
A = 0,547		0,450		0,354		0,258		0,161	
p	k	k	k	k	k	k	k	k	k
2	·000428	16	·000339	16	·000237	14	·000120	12	—
2,5	·000615	20	·000503	20	·000377	18	·000230	14	—
3	·000798	24	·000664	24	·000512	20	·000336	18	·000131
3,5	·000981	28	·000824	28	·000646	26	·000442	20	·000202
4	·00116	32	·000984	30	·000781	28	·000547	24	·000273
4,5	·00135	36	·00114	34	·000916	30	·000653	26	·000344
5	·00153	40	·00130	38	·00105	36	·000759	30	·000415
5,5	·00171	45	·00147	40	·00119	38	·000866	34	·000486
6	·00189	50	·00163	45	·00132	40	·000971	36	·000557
6,5	·00208	50	·00179	50	·00146	45	·00108	40	·000629
7	·00226	55	·00195	55	·00159	50	·00118	40	·000700
7,5	·00244	60	·00211	60	·00172	55	·00129	45	·000771
8	·00262	65	·00227	60	·00186	55	·00139	50	·000842

Bezeichnungen, welche zu denen auf Tabelle I und II hinzutreten:

l Hub des kleinen Zilinders.

$\frac{l'}{l}$ Füllungsgrad des kleinen Zilinders in 10teln seines Hubes.

s, O und D beziehen sich auf den grossen Zylinder.

Formel für das pr. 1 Sekunde zu verdampfende Wasser :

$$S = \frac{3}{40000} \text{ Ons } \sigma \left\{ A + 1,73 \frac{x D}{D} \right\} ^*)$$

*) Bezüglich x D ist die dem z beigeschriebene Charakteristik mit $\frac{s}{l}$ zu multiplizieren, und dieser so erhaltene Werth als wahre Charakteristik anzusehen.

Tabelle IV.

Woolf'sche Maschinen

1 : 4

$\frac{l'}{l} = 1,0$			0,9		0,8		0,7		0,6	
A = 1,039			0,941		0,844		0,746		0,649	
p		k		k		k		k		k
2	·000583	16	·000529	18	·000482	18	·000423	18	·000361	18
2,5	·000808	20	·000750	20	·000682	22	·000609	22	·000531	22
3	·00103	24	·000959	26	·000878	28	·000790	28	·000700	26
3,5	·00125	30	·00117	30	·00107	30	·000972	32	·000863	32
4	·00147	34	·00138	34	·00127	36	·00115	36	·00103	36
4,5	·00169	38	·00159	38	·00148	40	·00133	40	·00120	40
5	·00192	40	·00180	40	·00166	45	·00152	45	·00136	45
5,5	·00214	45	·00200	45	·00186	50	·00170	50	·00153	50
6	·00236	50	·00221	50	·00205	55	·00188	55	·00169	55
6,5	·00258	55	·00242	55	·00225	60	·00206	60	·00186	60
7	·00280	60	·00263	60	·00245	60	·00224	65	·00202	60
7,5	·00302	60	·00284	65	·00264	65	·00242	65	·00219	65
8	·00324	65	·00305	70	·00284	70	·00260	70	·00236	70

Die Korrekptionsbrüche für Stände des Vakumeters am Kondensator, welche von 24 par Zoll abweichen, sind dieselben, wie auf Tabelle II.

Formeln wie auf Tabelle I.

mit dem Volumenverhältniss der
beiden Zylinder

1 : 4

$\frac{l'}{l} = 0,5$		0,4		0,3		0,2		0,1	
A = 0,551		0,454		0,357		0,259		0,162	
p		k		k		k		k	
2	·000292	18	·000217	16	·000131	14	·000034	12	—
2,5	·000446	22	·000351	20	·000219	18	·000123	16	—
3	·000594	26	·000482	24	·000332	22	·000207	20	·000044
3,5	·000743	30	·000612	30	·000445	26	·000291	22	·000077
4	·000892	34	·000741	32	·000558	30	·000375	26	·000140
4,5	·00104	40	·000871	38	·000671	34	·000460	28	·000202
5	·00119	45	·00100	40	·000785	38	·000544	30	·000264
5,5	·00134	50	·00113	45	·000893	40	·000628	34	·000321
6	·00149	50	·00126	50	·00100	45	·000712	38	·000377
6,5	·00164	55	·00139	55	·00111	50	·000796	40	·000433
7	·00178	60	·00152	55	·00122	50	·000880	45	·000489
7,5	·00193	65	·00165	60	·00133	55	·000965	50	·000545
8	·00208	70	·00178	65	·00143	60	·00105	50	·000602

Bezeichnungen, welche zu denen auf Tabelle I und II hinzutreten:
l Hub des kleinen Zylinders.

$\frac{l'}{l}$ Füllungsgrad des kleinen Zylinders in 10teln seines Hubes.

s, O und D beziehen sich auf den grossen Zylinder.

Formel für das pr. 1 Sekunde zu verdampfende Wasser:

$$S = \frac{5}{90000} O n s \sigma \left\{ A + 2 \frac{x D}{D} \right\} ^*)$$

*) Bezüglich xD ist die dem z beigeschriebene Charakteristik mit $\frac{s}{l}$ zu multiplizieren und dieser so erhaltene Werth als wahre Charakteristik anzusehen.

Tabelle V. Woolf'sche Maschinen mit

1 : 5

$\frac{l'}{l} = 1,0$			$0,875 = \frac{7}{8}$			$0,75 = \frac{3}{4}$			$0,625 = \frac{5}{8}$		
A = 1,044			0,924			0,800			0,677		
p		k		k		k		k		k	
2	·000459	18	·000404	20	·000342	20	·000275	20			
2,5	·000648	22	·000586	24	·000508	24	·000424	24			
3	·000838	28	·000762	28	·000669	28	·000568	28			
3,5	·00103	32	·000939	34	·000830	34	·000713	34			
4	·00122	36	·00111	38	·000991	38	·000857	38			
4,5	·00141	40	·00129	40	·00115	40	·00100	40			
5	·00160	45	·00147	45	·00131	45	·00115	45			
5,5	·00179	50	·00165	50	·00147	50	·00129	50			
6	·00198	55	·00182	55	·00164	55	·00143	55			
6,5	·00217	60	·00200	60	·00180	60	·00158	60			
7	·00236	65	·00218	65	·00196	65	·00172	65			
7,5	·00256	70	·00235	70	·00212	70	·00187	70			
8	·00275	70	00253	75	·00228	75	·00201	75			

Die Korrektionsbrüche für Stände des Vakumeters am Kondensator, welche von 24 par. Zoll abweichen, sind dieselben wie auf Tabelle II.

dem Volumenverhältniss der beiden Zylinder

1 : 5

$\frac{p'}{1} = 0,5 = \frac{1}{2}$			$0,375 = \frac{3}{8}$		$0,25 = \frac{1}{4}$		$0,125 = \frac{1}{8}$	
A = 0,554			0,432		0,310		0,187	
p		k		k		k		k
2	·000201	18	·000117	18	—		—	
2,5	·000332	24	·000226	20	·000106	18	—	
3	·000457	28	·000331	26	·000186	20	—	
3,5	·000583	32	·000436	30	·000267	24	—	
4	·000709	36	·000541	34	·000348	28	·000121	20
4,5	·000835	40	·000645	38	·000429	30	·000175	24
5	·000960	45	·000750	40	·000509	34	·000230	26
5,5	·00109	50	·000855	45	·000590	38	·000283	28
6	·00121	55	·000960	50	·000671	40	·000335	30
6,5	·00134	60	·00106	55	·000751	45	·000388	34
7	·00146	65	·00117	60	·000832	50	·000441	36
7,5	·00159	70	·00127	65	·000913	50	·000494	40
8	·00172	75	·00138	70	·000994	55	·000547	40

Bezeichnungen und Formeln wie auf Tabellen I bis IV.

Formel für das per 1 Sekunde zu verdampfende Wasser:

$$S = \frac{4}{90000} \text{ O n s } \sigma \left\{ A + \frac{9}{4} \frac{x D}{D} \right\}^*)$$

*) Bezüglich x D ist die dem z beigeschriebene Charakteristik mit $\frac{s}{1}$ zu multiplizieren, und dieser so erhaltene Werth als wahre Charakteristik anzusehen.

Tabelle VI. Spezifische Gewichte des

p	$\mathcal{Z}$	σ	t	Die Produkte $n s \sigma$ für folgende Werthe von $n s$:						
				90	95	100	105	110	115	120
1	14	·03756	100							
1,5	21	·05504	112	4·96	5·23	5·50	5·78	6·05	6·33	6·60
2	28	·07214	121	6·49	6·85	7·21	7·57	7·94	8·30	8·66
2,5	35	·08897	128	8·00	8·45	8·90	9·34	9·79	10·23	10·68
3	42	·1056	134	9·50	10·03	10·56	11·09	11·62	12·14	12·67
3,5	49	·1220	139	10·61	11·59	12·20	12·81	13·42	14·03	14·64
4	56	·1383	144	12·45	13·14	13·83	14·52	15·21	15·90	16·60
4,5	63	·1544	148	13·90	14·67	15·44	16·21	16·98	17·76	18·53
5	70	·1705	152	15·35	16·20	17·05	17·90	18·75	19·61	20·46
5,5	77	·1863	156	16·77	17·70	18·63	19·56	20·49	21·42	22·36
6	84	·2021	159	18·19	19·20	20·21	21·22	22·23	23·24	24·25
6,5	91	·2178	162	19·60	20·69	21·78	22·87	23·96	25·05	26·14
7	98	·2335	165	21·01	22·18	23·35	24·52	25·68	26·85	28·02
7,5	105	·2490	168	22·40	23·65	24·90	26·14	27·39	28·63	29·88
8	112	·2644	171	23·78	25·11	26·44	27·76	29·08	30·41	31·73

Bezeichnungen: p Dampfdruck in Atmosphären.

$\mathcal{Z}$ Dampfdruck in Zollpfund auf 1 □" rheinländisch

σ Gewicht von 1 Kubik-Fuss rheinländisch in
Zollpfund.

t die der Spannung p entsprechende Temperatur
in Graden Celsius.

Dampfes nebst den entsprechenden Produkten $n s \sigma$.

Die Produkte $n s \sigma$ für folgende Werthe von $n s$:										p
125	130	135	140	145	150	155	160	165	170	
6·88	7·15	7·43	7·71	7·98	8·26	8·53	8·81	9·08	9·36	1,5
9·02	9·38	9·74	10·10	10·46	10·82	11·18	11·54	11·90	12·26	2
11·12	11·57	12·01	12·46	12·90	13·34	13·79	14·23	14·68	15·12	2,5
13·20	13·73	14·25	14·78	15·31	15·84	16·37	16·90	17·42	17·95	3
15·25	15·86	16·47	17·08	17·69	18·30	18·91	19·52	20·13	20·74	3,5
17·29	17·98	18·67	19·36	20·05	20·74	21·44	22·13	22·82	23·51	4
19·30	20·07	20·84	21·62	22·39	23·16	23·93	24·70	25·48	26·26	4,5
21·31	22·16	23·02	23·87	24·72	25·57	26·43	27·28	28·13	29·00	5
23·29	24·22	25·15	26·08	27·01	27·94	28·88	29·81	30·74	31·67	5,5
25·26	26·27	27·28	28·29	29·30	30·31	31·33	32·34	33·35	34·36	6
27·22	28·31	29·40	30·49	31·58	32·67	33·76	34·85	35·94	37·03	6,5
29·19	30·35	31·52	32·69	33·86	35 02	36·19	37·36	38·53	39·70	7
31·12	32·37	33·61	34·86	36·10	37·35	38·60	39·84	41·08	42·33	7,5
33·05	34·37	35·69	37·02	38 34	39·66	40·98	42·30	43·63	44·95	8

n Anzahl der Kurbel-Umdrehungen einer Dampfmaschine pr. 1 Minute.
s Länge des Kolbenhubes einer Dampfmaschine in Fussen. Die
Produkte $n s \sigma$, gerechnet für die von 5 zu 5 fortschreitenden
Produkte $n s$, und für die von $\frac{1}{2}$ zu $\frac{1}{2}$ Atmosphäre fortschrei-
tenden Dampfdrücke, dienen sowohl als Leitzahlen auf Tabelle
VII, wie auch zur Bildung des Produktes $O n s \sigma$ bei Berechnung
des Dampfverbrauches S pr. 1 Sekunde.

Tabelle VII. Werthe von xD zur

Werthe von xD zur

Karakteristiken k aus den Tabellen I bis V																	
n s σ	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18	20	22	24	26
4	·353	·433	·500	·554	·612	·661	·707	·750	·790	·866	·935	1·000	1·060	1·118	1·175	1·229	1·275
5	·283	·346	·400	·447	·490	·529	·566	·600	·632	·693	·748	·800	·848	·894	·938	·980	1·020
6	·236	·289	·333	·373	·408	·441	·472	·500	·527	·577	·623	·666	·707	·745	·782	·816	·830
7	·202	·247	·286	·319	·350	·378	·404	·429	·452	·495	·534	·571	·606	·639	·670	·700	·728
8	·177	·216	·250	·277	·306	·330	·353	·375	·395	·433	·467	·500	·530	·559	·587	·614	·637
9	·157	·192	·222	·248	·272	·294	·314	·333	·351	·385	·416	·444	·471	·497	·521	·544	·566
10	·141	·173	·200	·224	·245	·265	·283	·300	·316	·346	·374	·400	·424	·447	·469	·490	·510
11	·128	·157	·181	·203	·223	·240	·257	·273	·287	·315	·340	·364	·386	·407	·426	·445	·464
12	·118	·144	·166	·186	·204	·220	·236	·250	·263	·288	·311	·333	·353	·372	·391	·408	·425
13	·109	·133	·154	·172	·188	·203	·218	·231	·243	·266	·288	·308	·326	·344	·361	·377	·392
14	·101	·123	·143	·159	·175	·189	·202	·214	·226	·245	·267	·285	·303	·319	·335	·350	·364
15	·094	·115	·133	·149	·163	·176	·189	·200	·211	·231	·249	·267	·283	·298	·313	·327	·340
16	·089	·108	·125	·138	·153	·165	·176	·187	·197	·216	·233	·250	·265	·279	·293	·307	·318
17	·083	·102	·118	·131	·144	·155	·166	·176	·186	·204	·220	·235	·250	·263	·276	·288	·300
18	·078	·096	·111	·124	·136	·147	·157	·166	·175	·192	·208	·222	·235	·248	·260	·272	·283
19	·074	·091	·105	·118	·129	·139	·149	·158	·166	·182	·197	·211	·223	·235	·247	·258	·268
20	·070	·086	·100	·112	·122	·132	·141	·150	·158	·173	·187	·200	·212	·224	·235	·245	·255
21	·067	·082	·095	·106	·117	·126	·135	·143	·151	·165	·178	·190	·202	·213	·223	·233	·243
22	·064	·078	·090	·101	·111	·120	·128	·136	·143	·157	·170	·182	·193	·203	·213	·222	·232
23	·061	·075	·087	·097	·106	·115	·123	·130	·137	·151	·163	·173	·184	·194	·204	·213	·222
24	·059	·072	·083	·093	·102	·110	·118	·125	·132	·144	·155	·166	·176	·186	·195	·204	·212
25	·057	·069	·080	·089	·098	·106	·113	·120	·126	·139	·150	·160	·170	·179	·188	·196	·204
26	·054	·066	·077	·086	·094	·101	·109	·115	·121	·133	·144	·154	·163	·172	·180	·188	·196
27	·052	·064	·074	·083	·091	·098	·105	·111	·117	·128	·139	·148	·157	·166	·174	·181	·189
28	·050	·061	·071	·079	·087	·094	·101	·107	·113	·123	·133	·142	·151	·159	·167	·175	·182
29	·049	·060	·069	·077	·084	·091	·098	·103	·109	·119	·129	·138	·146	·154	·162	·169	·176
30	·047	·058	·067	·075	·082	·088	·094	·100	·105	·115	·125	·133	·141	·149	·156	·163	·170
31	·045	·057	·065	·072	·079	·085	·091	·097	·102	·112	·121	·129	·137	·144	·151	·158	·164
32	·044	·054	·062	·069	·076	·082	·088	·093	·098	·108	·116	·125	·132	·139	·146	·153	·159
33	·043	·052	·060	·068	·074	·080	·086	·091	·096	·105	·113	·121	·129	·136	·142	·148	·155
	·001	·002	·002	·002	·002	·002	·002	·003	·003	·003	·003	·004	·004	·004	·004	·005	·005
Differenzen für je 1 Intervall von n s σ über 33 hinaus.																	

Berechnung der Dampfverluste.

Karakteristiken k aus den Tabellen I bis V.																	
28	30	32	34	36	38	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	n s σ
1 323	1·369	1·414	1·457	1·500	1·541	1·581	1·677	1·768	1·854	1·936	2·015	2·091	2·165	2·236	2·305	2·371	4
1·058	1·095	1·131	1·166	1·200	1·233	1·265	1·342	1·416	1·483	1·549	1·612	1·673	1·732	1·789	1·884	1·897	5
·882	·913	·943	·972	1·000	1·027	1·054	1·118	1·178	1·236	1·291	1·344	1·398	1·443	1·491	1·536	1·581	6
·756	·782	·808	·833	·857	·881	·903	·958	1·010	1·059	1·106	1·152	1·195	1·237	1·278	1·371	1·355	7
·661	·684	·707	·729	·750	·770	·790	·838	·884	·927	·968	1·007	1·045	1·082	1·118	1·152	1·186	8
·588	·608	·628	·648	·667	·688	·703	·745	·789	·824	·860	·896	·929	·962	·994	1·024	1·054	9
·529	·548	·566	·583	·600	·616	·632	·671	·707	·742	·775	·806	·837	·866	·894	·922	·949	10
·481	·498	·514	·530	·545	·560	·575	·610	·643	·674	·704	·733	·761	·787	·813	·838	·862	11
·441	·456	·471	·486	·500	·514	·527	·559	·589	·618	·645	·674	·699	·721	·745	·768	·790	12
·407	·421	·435	·448	·462	·474	·486	·516	·544	·570	·596	·620	·644	·666	·688	·709	·730	13
·378	·396	·404	·416	·428	·440	·451	·479	·505	·529	·553	·576	·597	·618	·639	·658	·677	14
·353	·365	·377	·389	·400	·411	·422	·447	·472	·494	·516	·537	·558	·577	·596	·615	·632	15
·330	·342	·353	·364	·375	·385	·395	·419	·442	·463	·484	·503	·522	·541	·559	·576	·593	16
·311	·322	·333	·343	·353	·363	·372	·395	·416	·436	·456	·474	·492	·509	·526	·542	·558	17
·294	·304	·314	·324	·333	·344	·351	·372	·394	·412	·430	·448	·464	·481	·497	·512	·527	18
·278	·288	·298	·307	·316	·324	·333	·353	·372	·390	·408	·424	·440	·456	·471	·485	·500	19
·265	·274	·283	·292	·300	·308	·316	·335	·359	·371	·387	·403	·418	·433	·447	·461	·474	20
·252	·261	·269	·278	·286	·294	·301	·319	·337	·353	·369	·384	·398	·412	·426	·439	·452	21
·240	·249	·257	·265	·272	·280	·287	·305	·321	·337	·352	·366	·380	·393	·406	·419	·431	22
·230	·238	·246	·253	·261	·268	·275	·292	·307	·322	·337	·351	·363	·377	·389	·401	·412	23
·220	·228	·235	·243	·250	·257	·263	·279	·294	·309	·322	·337	·349	·360	·372	·384	·395	24
·212	·219	·226	·233	·240	·247	·253	·268	·283	·297	·310	·322	·335	·346	·360	·369	·379	25
·203	·210	·217	·224	·231	·237	·243	·258	·272	·285	·298	·310	·322	·333	·344	·354	·365	26
·196	·203	·209	·216	·222	·229	·234	·248	·263	·275	·287	·299	·310	·321	·331	·341	·351	27
·189	·198	·202	·208	·214	·220	·225	·239	·252	·264	·276	·288	·298	·309	·319	·329	·338	28
·182	·189	·195	·201	·207	·213	·218	·231	·244	·256	·267	·278	·288	·299	·308	·318	·327	29
·176	·183	·189	·194	·200	·205	·211	·224	·236	·247	·258	·269	·279	·289	·298	·307	·316	30
·171	·177	·182	·188	194	·199	·204	·216	·228	·239	·250	·260	·270	·279	·289	·297	·306	31
·165	·171	·176	·182	·187	·192	·197	·209	·221	·231	·242	·252	·262	·270	·279	·288	·296	32
·161	·166	·171	·177	·182	·187	·192	·203	·214	·225	·235	·245	·254	·262	·271	·279	·287	33
·005	·005	·005	·005	·005	·006	·006	·006	·007	·007	·007	·007	·008	·008	·008	·009	·009	
Differenzen für je 1 Intervall von n s σ über 33 hinaus.																	

I.

Anleitung zum Gebrauche der Tabellen zur Berechnung der effektiven Leistung doppelwirkender Dampfmaschinen.

Jedem der hier aufgeführten Dampfmaschinensysteme entspricht eine der Tabellen von I bis V, und zwar:

Tab. I. für Nichtkondensations-Maschinen.

„ II. für Kondensations-Maschinen mit 1 Zylinder.

„ III. für Woolf'sche Maschinen mit dem Verhältniss der Kubik-
inhalte der beiden Zylinder 1:3.

„ IV. für Woolf'sche Maschinen mit dem Zylinderverhält-
niss 1:4.

„ V. für Woolf'sche Maschinen mit dem Zylinderverhält-
niss 1:5.

Ferner enthält:

Tab. VI. Die Dampfgewichte für die Spannungen von 1 bis 8
Atmosphären.

„ VII. Zahlen, mittelst welcher die Dampfverluste für die
von I bis V aufgeführten Systeme berechnet werden.

Die Aufgabe, welche zunächst zu lösen ist, besteht in der Ermittlung der effektiven Leistung einer beliebigen Maschine.

Die totale Leistung, welche der Dampf in einer Maschine verrichtet, zerfällt in die eben genannte effektive Leistung und jenen Kraftaufwand, den die Maschine selbst durch die in ihren

Theilen auftretenden Widerstände der Bewegung entgegensetzt, den sie also gleichsam selbst verzehrt. Da dieser letztere Theil der totalen Kraft nicht nutzbar zu machen ist, so ist es überhaupt nur für die Verwendung der Maschine nöthig, die effektive Leistung zu kennen, d. h. jene Kraft, welche man von der Schwungradwelle durch beliebige Uebertragungen abnehmen und zum Betriebe von Arbeitsmaschinen benutzen kann. Es ist diess diejenige Leistung, welche der Brems-Dynamometer an der Schwungradwelle anzeigt.

Derartige nutzbare Leistungen ist es gebräuchlich, nach Pferdekraften anzugeben, wobei für rheinländisches Mass und Zollpfund

$$\begin{aligned} 1 \text{ Pferdekraft} &= 480 \text{ Fuss-Pfund pr. 1 Sekunde} \\ \text{oder} &= 28800 \text{ Fuss-Pfund pr. 1 Minute.} \end{aligned}$$

Die Dampfkraft macht sich, wie bekannt, dadurch in der Maschine geltend, dass der gespannte Dampf, welcher hinter den Kolben tritt, auf diese Fläche des Kolbens einen grösseren Druck ausübt, als der Kolben auf seiner anderen, nur von der freien Atmosphäre oder der sehr geringen Spannung im Kondensator gedrückten Seite erleidet, wobei der Kolben vermöge des Dampfdrucks vorgeschoben wird. Den die Bewegung herbeiführenden Dampf nennt man den Hinterdampf, wogegen jene Spannung, die sich der Bewegung auf der anderen Seite des Kolbens entgegensetzt, also bei der Kondensation im Kondensator, bei Nichtkondensation in der freien Atmosphäre stattfindet, die Spannung des Vorderdampfes heisst. Die Differenz zwischen den Spannungen des Vorder- und Hinterdampfes ist der Druck, mit welchem der Kolben fortgeschoben wird, und das Produkt, welches man erhält, wenn man den bezeichneten Druck mit der Länge des Kolbenhubes multipliziert, ist gleich der geleisteten Kraft während eines einfachen Kolbenhubes, oder nach dem in der Mechanik eingeführten Ausdrucke: ist die vom Dampfe während eines einfachen Kolbenhubes verrichtete Arbeit.

So oft sich dieser Vorgang nun in 1 Minute (diese als Zeiteinheit betrachtet) wiederholt, so vielmal ist die Leistung eines halben Spieles zu nehmen, um die totale Leistung während 1 Minute zu erhalten.

Dieselbe ist folglich abhängig:

1. von der Grösse der Kolbenfläche,
2. von der wirksamen Druckdifferenz zwischen Vorder- und Hinterdampf,
3. von der Länge des Kolbenhubes,
4. von der Anzahl Kolbenhübe, die in 1 Minute geschehen.

Die Punkte 1 und 3 bestimmen zusammen die Dimensionen der Maschine; 4 besagt die Geschwindigkeit, mit welcher die Maschine arbeitet, und 2 ist abhängig von der Spannung des zur Verwendung kommenden Dampfes und von dem Systeme der Maschine.

Die Punkte 3 und 4 ist es zweckmässig, bei der Arbeitsberechnung in einen Ausdruck zu fassen, nämlich in den der Kolbengeschwindigkeit. Multiplicirt man nämlich die doppelte Hublänge in Fussen mit der Anzahl der Umdrehungen der Schwungradwelle in 1 Minute, so bekommt man die Anzahl der Fusse, die der Kolben in 1 Minute durchläuft, oder die Kolbengeschwindigkeit pr. 1 Minute.

In den gegenwärtigen Rechnungen wird nur die Hälfte dieser letzteren als Norm für die Geschwindigkeit der Maschine hingestellt, nämlich das Produkt aus der einfachen Hublänge in Fussen in die Anzahl der Umdrehungen pr. 1 Minute.

Der Kürze wegen bezeichnen wir diese Hauptfaktoren mit Buchstaben, und zwar soll bedeuten

s die Hublänge in Fussen;

n die Anzahl der Umdrehungen in 1 Minute.

Betrüge z. B. die Hublänge $2\frac{1}{2}$ Fuss und machte die Maschine 54 Umdrehungen in 1 Minute, so ist das die Geschwindigkeit der Maschine charakterisirende Produkt

$$n \times s = 2\frac{1}{2} \times 54;$$

da man die Multiplikation allgemeiner Grössen durch Aneinanderschreiben der sie bezeichnenden Buchstaben ausdrückt, so heisst das Resultat:

$$n s = 135.$$

Es ist ersichtlich, dass die Leistung der Maschine dem Produkte ns direkt proportional sein muss.

Dasselbe findet statt in Bezug auf die Kolbenfläche.

Die letztere bezeichnen wir mit O und verstehen alsdann unter O die Anzahl Quadratzolle, welche eine Kreisfläche enthält, die den Durchmesser des Kolbens zum Durchmesser hat.

Es ist mithin das Produkt dieser drei Zahlen O , n , s der Leistung der Maschine direkt proportional, oder es resultirt die Leistung der Maschine, wenn man das Produkt $O n s$ mit einer gewissen Zahl multipliziert, welche von der Spannungsdifferenz des Vorder- und Hinterdampfes, und von dem Systeme der Maschine abhängig ist.

Es handelt sich also zunächst bei der Berechnung darum, das Produkt

$$O n s$$

zu bilden; dann geben die Tabellen I bis V die Zahlen an, mit denen das Produkt $O n s$ noch zu multiplizieren ist, um direkt die Anzahl der effektiven Pferdekkräfte zu erhalten.

Dieses Produkt $O n s$, welches als Basis der Arbeitsberechnung angesehen werden muss, da es die Dimensionen der Maschine und ihre Kolbengeschwindigkeit enthält, ist z. B. bei einer Maschine, welche 15 Zoll Zylinderdurchmesser hat, bei 3 Fuss Hublänge, und in 1 Minute 35 Umdrehungen macht, folgendes:

$$\text{zuerst } n s = 35 \times 3 = 105$$

Eine Kreisfläche von 15 Zoll Durchmesser enthält 176,72 Quadratzoll; hiervon den halben Kolbenstangenquerschnitt in Abzug gebracht, welcher sehr nahe 1,72 □ Zoll beträgt, lässt:

$$O = 175.$$

Man kann wenig fehlen, wenn man zur Bestimmung von O für einseitig befestigte Kolben 1%, für durchgehende Kolbenstangen 2% von der in der Kreistafel enthaltenen Fläche des Kolbens in Abzug bringt; dann ist es rathsam und gerechtfertigt, diesen Werth möglichst abzurunden, da man zweimal mit ihm rechnen muss.

Das ganze Produkt heisst alsdann für die zu berechnende Maschine

$$\begin{aligned} O n s &= 175 \times 105 \\ &= 18375. \end{aligned}$$

Weisen jetzt die weiter unten besser zu bezeichnenden Arbeitsverhältnisse einer Maschine auf einen Werth in einer der Tabellen I bis V von

z. B. 0,00203,

so ist das Produkt aus diesem Tabellenwerthe in das obige $O n s$ gleich der Anzahl von Pferdekraften, welche die Maschine effektiv leistet.

In diesem Falle also:

$$\begin{array}{r} 18375 \times 0,00203 = \underline{37,3}, \text{ d. h.} \\ 37750 \\ 55125 \\ \hline 37,30125 \end{array}$$

die Maschine gibt in runder Zahl eine effektive Leistung von 37 Pferdekraft.

Um zu vollkommen klarer Verständniss der Tabellen und ihrer Anwendung zu führen, ist es nöthig, die Herleitung der in ihnen enthaltenen Zahlen kurz anzudeuten.

Wie schon erwähnt, sind diese Zahlen abhängig von der Spannung des wirksamen Dampfes und von dem Systeme der Maschine. Ausserdem tritt noch eine Bedingung hinzu, nämlich der Expansionsgrad, unter welchem die Maschine arbeitet.

Wie nämlich weiter unten klar dargestellt werden soll, ist nur die expansionsweise Wirkung des Dampfes im Allgemeinen für eine Maschine anzuempfehlen, und nur in solchen Fällen ist eine Maschine ohne Expansion gerechtfertigt, wo die den abströmenden Dämpfen innewohnende Wärme zu einer weiteren Verwendung zu kommen hat.

Bei der expansionsweisen Wirkung, wo also nur ein gewisser Theil des Kolbenhubes mit einem Quantum Dampf gefüllt wird, welches sich dann auf den ganzen Hub ausdehnt, geschieht, die Bewegung für den ersteren Theil unter konstantem Druck, nämlich unter der Originalspannung des eingetretenen Dampfes. Von dem Augenblick an, in welchem die Absperrung durch den Schieber eintritt, sinkt die Spannung des Hinterdampfes unausgesetzt vermöge des Fortrückens des Kolbens bis zum Schlusse des Hubes. Sobald man die Anfangsspannung als in Pfunden pr. 1 Quadratzoll gegeben annimmt, so ist

damit auch die Leistung für den ersten Theil des Hubes, für die Volldruckperiode festgestellt. Kennt man ferner das Gesetz, nach welchem die Dampfspannung während der Expansionsperiode abnimmt, so ist damit auch die Leistung für die Expansionsperiode zu bestimmen. Als dieses Gesetz ist man, zwar im Widerspruche mit der Theorie, aber durch praktische Versuche geleitet, von vielen Seiten übereingekommen, der Berechnung der Expansionsmaschine das Mariotte'sche Gesetz zu Grunde zu legen, wobei man den Dampf nicht als ein kondensirbares, sondern als ein permanentes Gas betrachtet. Dem Mariotte'schen Gesetze zu Folge verringert sich die Spannung des Dampfes in derselben Proportion, als sich sein Volumen vergrößert. Hat er also ein Drittel des Hubes mit Beibehaltung seiner Anfangsspannung gefüllt, so wird am Ende des Hubes seine Spannung der dritte Theil seiner Anfangsspannung sein, nach dem zweiten Drittel des Hubes aber gleich der Hälfte seiner Anfangsspannung.

Dieser variable Druck während der Expansionsperiode lässt sich mit dem konstanten Druck während der Einströmungsperiode zusammenfassen, und als ein konstanter Mitteldruck darstellen, den man als für die ganze Hublänge gleichmässig wirksam in Rechnung stellt. In der Formel für diesen Mitteldruck kommt im Allgemeinen das Expansionsverhältniss vor, seine Quantität hängt aber natürlich auch noch von der Spannung des eintretenden Dampfes ab.

Durch die Grösse der Anfangsspannung und durch das Expansionsverhältniss ist somit der mittlere Druck des Hinterdampfes bestimmt, und da man für die verschiedenen Maschinensysteme den Druck des Vorderdampfes kennt, so ist die Differenz zwischen beiden als totaler wirksamer Dampfdruck in Rechnung zu stellen.

Für die praktische Verwendung will man aber die totale Dampfwirkung nicht kennen, sondern die effektive Leistung einer Maschine; desshalb hat man von dem totalen Druck noch jene Spannung abzuziehen, welche pr. 1 Quadratzoll Kolbenfläche nöthig ist, um die leere Maschine für sich zu bewegen: den sogenannten Leergangsdruk. Addirt man folglich diesen zu dem widerstehenden Druck des Vorderdampfes und subtrahirt diese Summe von dem aus der Anfangsspannung und dem Expansionsverhältniss abgeleiteten totalen Mitteldruck, so bleibt als Rest der effek-

tive Druck, dem also die effektive Leistung der Maschine proportional sein muss.

Ausser dem Leergangsdrucke bietet die Maschine noch einen Widerstand; es steigern sich nämlich die in ihr stattfindenden Reibungen auch zugleich mit der wachsenden Leistung; die Intensität dieses Widerstandes, die sogenannte zusätzliche Reibung, ist versuchsmässig bestimmt, und ebenfalls als der effektiven Leistung proportional angesetzt worden.

Hiermit sind alle Faktoren gegeben, deren Produkt die effektive Leistung ist.

Der erste Faktor war das Produkt $O n s$; der zweite, der effektive Druck auf 1 Quadratzoll der Kolbenfläche, wird ermittelt aus der Anfangsspannung, dem Expansionsverhältniss, dem Druck des Vorderdampfes und dem Leergangsdrucke der Maschine; der dritte Faktor endlich, die zusätzliche Reibung, ist versuchsgemäss bestimmt.

Fasst man die beiden letzten Faktoren zusammen, nimmt die nöthige Reduktion vor, um die Fusspfunde in Pferdekkräfte zu verwandeln, so bekommt man die Zahl, welche mit $O n s$ multipliziert, die effektiven Pferdekkräfte der Maschine resultiren lässt.

In dieser Weise sind die Tabellen I bis V berechnet und sämmtliche in gleicher Form dargestellt.

Wenn man diejenige Zahl, welche angibt, wievielmals der Dampf bei der expansionsweisen Wirkung sein Volumen vergrössert, den Expansionsgrad nennt, so trägt der Theil des Hubes von Anfang bis zur Absperrung des Dampfes mittelst des Schiebers den Namen Füllungsgrad. Der letztere und der Expansionsgrad sind selbstverständlich reziprok, so dass z. B. dem Füllungsgrade von $\frac{1}{4}$ der Expansionsgrad 4 entspricht, was man als vierfache Expansion bezeichnet.

Nach den Füllungsgraden fortlaufend, sind die Tabellen in horizontalem Sinne geordnet, wie auf Tabelle I oder II zu erkennen ist. Die obere Horizontalreihe enthält die Brüche $\frac{23}{24}$, $\frac{22}{24} = \frac{11}{12}$, $\frac{21}{24} = \frac{7}{8}$; $\frac{20}{24} = \frac{5}{6}$ u. s. w.; diess sind die Füllungsgrade in 24steln der Hublänge.

In vertikalem Sinne schreiten die Tabellenwerthe fort nach den Anfangsspannungen des Dampfes im Zylinder, und zwar in Atmosphären, gegeben von $\frac{1}{2}$ zu $\frac{1}{2}$ Atmosphäre.

Hierunter sind die Atmosphären in absoluter Zahl, nämlich mit Einschluss der äusseren Atmosphäre zu verstehen, und ist diejenige Spannung betrachtet, welche der Dampf während seiner Einströmung im Zylinder wirklich hat.

Die Manometer an den Kesseln geben die Dampfspannung als Ueberdruck über die äussere Atmosphäre an; die absolute Anzahl der Atmosphären ist folglich um 1 mehr, als die Manometerangabe. Die Anfangsspannung im Zylinder ist aber vermöge der in den Dampfwegen stattfindenden Verengungen und Abkühlungen kleiner, als die absolute Kesselspannung. Das Verhältniss dieser beiden Spannungen hängt von lokalen Einflüssen ab, und ist nicht allgemein festzustellen. Dagegen aber ist es Aufgabe des Konstrukteurs, die Anlage der Maschine so zu treffen, dass die der Berechnung zu Grunde gelegte Anfangsspannung im Zylinder wirklich eintrete, und andererseits ist es bei einer bestehenden Anlage leicht zu ermitteln, wie gross die Anfangsspannung sei. Auf das Ungefähre kann man annehmen, dass bei einer zweckmässigen Anlage die Anfangsspannung im Zylinder um $\frac{1}{2}$ Atmosphäre geringer sei, als die Kesselspannung; zeigt folglich der Manometer an der Dampfleitung z. B. 4 Atmosphären, so ist der totale dort stattfindende Druck 5 Atmosphären, und bei richtiger Konstruktion der Einströmungstheile der Maschine kann man während der normalen Leistung der Maschine auf $4\frac{1}{2}$ Atmosphären Anfangsspannung im Zylinder rechnen.

In der ersten Vertikalkolonne unter p sind auf sämtlichen Tabellen diese Anfangsspannungen von 0,5 zu 0,5 Atmosphären aufgeführt, und es gilt jedes p für eine Horizontalzeile.

Einer der oben angeführten Füllungsgrade einerseits, die gegebene Anfangsspannung andererseits, zeigen also zusammen auf einen gewissen Tabellenwerth, den wir allgemein mit z bezeichnen wollen. Dann ist nach dem Obigen die effektive Leistung einer Maschine, deren Geschwindigkeit und Dimensionen bereits durch das Produkt Ons ausgedrückt sind, und welche Leistung die Bezeichnung N erhalten soll, wobei unter N die Anzahl der effektiven Pferdekkräfte zu verstehen ist:

$$(1) \quad N = O n s \times z \text{ (Pferdekräfte).}$$

Für das oben angeführte Beispiel einer Maschine von 15 Zoll Zylinderdurchmesser, 3 Fuss Hub, welche 35 Umdrehungen in 1 Minute macht, betrug das Produkt

$$O n s = 18375.$$

Hiermit berechnet sich nach Tabelle I für Nichtkondensation die effektive Leistung, wenn z B. die Anfangsspannung 4 Atmosphären, der Füllungsgrad $= \frac{1}{4}$ ist, folgender Massen:

4 Atmosphären und $\frac{1}{4}$ Füllung entspricht auf Tabelle I für Nichtkondensation die Zahl:

$$z = 0,00102; *) \text{ daher}$$

$$N = 18375 \times 0,00102 = 18,74 \text{ Pferdekraft.}$$

18375	
36750	
18,74250	

Hierfür kann man setzen 19 Pferdekraft.

Dieselbe Maschine für Kondensation nach Tabelle II berechnet mit derselben Anfangsspannung von 4 Atmosphären und demselben Füllungsgrade von $\frac{1}{4}$ gibt:

für 4 Atmosphären und $\frac{1}{4}$ Füllung ist auf Tabelle II

$$z = 0,00168, \text{ daher}$$

$$N = 18375 \times 0,00168 = 30,87 \text{ Pferdekraft, in runder Zahl:}$$

18375	
110250	
147000	
30,87000	

$$= 31 \text{ Pferdekraft.}$$

Die Einrichtung der Tabellen ist, wie sich aus den beiden Beispielen erkennen lässt, eine ganz allgemeine, und lässt die Lösungen der vorgelegten Aufgaben ganz unabhängig von gewissen Beziehungen erfolgen, die an manchen Orten zwischen Grössenverhältnissen und Kolbengeschwindigkeiten aufgestellt werden. Das Produkt $O n s$ lässt die gleiche Behandlung für jede Grösse, jede

*) Die Bedeutung der mit fetter Schrift gedruckten ganzen Zahl, welche jedem Dezimalbruche z beigegeben ist, wird weiter unten bezeichnet.

Umdrehungszahl und die aufgeführten Anfangsspannungen und Füllungsgrade zu. Auch innerhalb des Werthes, den dieses Produkt aufweist, können die einzelnen Faktoren ihren Werth verändern, wenn nur der Totalwerth derselbe bleibt.

Zerfallen wir z. B. das oben angeführte

$$O n s = 18375$$

in andere Faktoren, als die hergeleiteten, so kommt eine Maschine von anderen Dimensionen und anderer Umdrehungszahl zum Vorschein, welche aber mit der erst betrachteten gleiche effektive Leistung geben muss.

Es werde z. B. angenommen, das Produkt aus Hublänge und Umdrehungszahl betrage

$$n s = 90,$$

dann ist die Kolbenfläche

$$O = \frac{O n s}{n s} = \frac{18375}{90} = 204 \text{ Quadratzoll.}$$

Diess entspricht aber ziemlich genau einem Kolbendurchmesser von $16\frac{1}{4}$ Zoll, wie aus der Kreistafel leicht zu finden ist; jetzt können aber wieder die beiden Faktoren n und s beliebig gewählt werden, wenn sie nur zusammen das Produkt 90 geben.

Es sei $s = 2\frac{1}{2}$ Fuss, dann ist $n = 36$; die Maschine hat dann folgende Dimensionen

$16\frac{1}{4}$ Zoll Zylinderdurchmesser,

$2\frac{1}{2}$ Fuss Hub,

36 Umdrehungen in 1 Minute,

und gibt bei gleichem Füllungsgrade und gleicher Anfangsspannung gleiche effektive Leistung mit der oben betrachteten Maschine von

15 Zoll Zylinderdurchmesser

3 Fuss Hub,

35 Umdrehungen in 1 Minute.

Es ist leicht ersichtlich, dass bei der eingeschlagenen Berechnungsweise die vollkommenste Freiheit in der Disposition für den Konstrukteur, sowie die allgemeinste Brauchbarkeit der gegebenen Zahlen zum Nachrechnen bestehender Maschinen gewahrt ist.

Es kann nämlich eine Aufgabe auch folgender Massen gestellt sein:

Es soll an einer bestehenden Nichtkondensations-Maschine ein Bremsversuch gemacht werden, und zwar hat dieselbe 40 Pferdekraft zu geben bei der vorgeschriebenen Zahl von 42 Umdrehungen in 1 Minute. Die normale Anfangsspannung ist $4\frac{1}{2}$ Atmosphären und die Dimensionen sind:

$16\frac{1}{2}$ Zoll Zylinderdurchmesser,

$2\frac{1}{2}$ Fuss Hub.

Gegeben ist hier also durch die Dimensionen und Umdrehungszahl das Produkt $O n s$, sowie die vorgeschriebene Leistung

$$N = 40 \text{ Pferdekraft.}$$

Die Formel (1) zur Berechnung der Leistung ist

$$N = O n s \times z, \text{ aus dieser folgt:}$$

$$z = \frac{N}{O n s}, \text{ d. h.}$$

dividirt man die gegebene Anzahl von Pferdekraften durch das gegebene Produkt $O n s$, so ist der Quozient ein Tabellenwerth z , welcher auf der dem Systeme der fraglichen Maschine zugehörigen Tabelle erkennen lässt, mit welcher Anfangsspannung und mit welchem Füllungsgrade die Maschine zu arbeiten habe, um die verlangte Leistung zu geben.

Die Ausführung der Rechnung ist, wie folgt:

zu $16\frac{1}{2}$ Zoll Zylinderdurchmesser gehört eine Kolbenfläche von

$$O = 211 \text{ Quadrat-Zoll.}$$

$2\frac{1}{2}$ Fuss multipliziert mit 42 Umdrehungen gibt

$$n s = 105; \text{ folglich}$$

$$O n s = 211 \times 105 = 22155.$$

Hiermit dividirt in 40 Pferdekrafte

$$\frac{40}{22155} = 0,001806.$$

Angegeben ist ferner die normale Anfangsspannung von $4\frac{1}{2}$ Atmosphären und das Nichtkondensationssystem.

Man sucht folglich auf Tabelle I in der Horizontalzeile für 4,5 Atmosphäre diejenige Zahl z , welche der hier berechneten von 0,001806 am nächsten kommt; diese ist 0,00181, was dem darüber angegebenen Füllungsgrade $\frac{3}{8}$ entspricht.

Die Aufgabe ist also dahin gelöst, dass man die Expansionsvorrichtung auf $\frac{3}{8}$ Füllung zu stellen habe, um an der bezeichneten Maschine bei einer Anfangsspannung im Zylinder von $4\frac{1}{2}$ Atmosphären total eine effektive Leistung von 40 Pferdekraft bei 42 Umdrehungen pr. 1 Minute zu erhalten.

Bezüglich der Veränderlichkeit der Faktoren innerhalb des Produktes $O n s$ kann hier im Voraus bemerkt werden, dass dem Konstrukteur die Wahl der besten Kombination durch die Berechnung des Dampfverbrauches bestimmt wird.

Die Ermittlung der wahren Druckverhältnisse im Zylinder während des Ganges der Maschine kann in vollkommener Weise nur mittels des dafür erfundenen Instrumentes, mittels des Indikators geschehen. Jedem denkenden Fachmanne ist die Sprache verständlich, in welcher der Indikator die Vorgänge bei der Dampf-wirkung aufzeichnet, und er zieht aus diesen Aufzeichnungen die gründlichste Belehrung über das Wesen einer Maschine. Nur mit Hilfe des Indikators sind die besten Fortschritte im Dampfmaschinenbau gemacht worden, und nur durch eine verbreitete Anwendung dieses Instrumentes sind die gemachten Fortschritte zu erhalten und neue vorzubereiten. Da die Anwendung desselben mit wenig Schwierigkeit verknüpft ist, die Vortheile aus der durch ihn allein ermöglichten Verständniss aber sehr bedeutend sind, so wäre es wünschenswerth, den Indikator namentlich bei vielen Maschineninhabern in Besitz und Anwendung zu sehen.

Da, wo dies nicht der Fall ist, kann man sich wenigstens über zwei wichtige Punkte des Indikator-Diagramms mit Anwendung der überall vorhandenen Mittel unterrichten. Es ist dies die Grösse der Anfangsspannung und der Füllungsgrad. Letzterer ist bei fix mit der Welle verbundener Steuerung durch Drehen mit der Maschinenwelle bei geöffnetem Schieberkasten leicht zu erkennen, und den Anfangsdruck während der Einströmung kann man annähernd mittels eines Feder-Manometers abnehmen. Bringt man denselben

nämlich in Verbindung mit einem Zylinderende und beobachtet den Ausschlag des Zeigers beim Beginne jeden Spieles während der normalen Arbeit der Maschine und durch eine Anzahl Umdrehungen, so lässt sich auf diese Weise die Grösse des totalen Anfangsdruckes im Zylinder erkennen; derselbe ist nämlich gleich der Anzahl der am Manometer beim Ausschlag des Zeigers abgelesenen Atmosphären *plus* eine. Schläge der Zeiger z. B. bei Beginn eines jeden Hubes am nächsten auf $3\frac{1}{2}$ Atmosphären, so wäre die absolute Anfangsspannung $4\frac{1}{2}$ Atmosphären.

Mit Kenntniss dieser und des an der Steuerung direkt beobachteten Füllungsgrades lässt sich mittels der Tabellen die Leistung der Maschine bei normalen Konstruktionsverhältnissen derselben sehr annähernd nachrechnen.

Für Maschinen mit selbstthätig-variabler Expansionssteuerung sind aber Füllungsgrad und Anfangsspannung nur mittels des Indikators zu ermitteln, und ist dessen Anwendung hier ganz besonders instruktiv.

Ueber die Zahlen, welche die Rechnung mittels der Tabellen als effektive Pferdekkräfte erscheinen lässt, ist zu bemerken, dass dieselben nicht zu hoch gegriffen sind; es sind im Gegentheil die Widerstände in der Maschine bei Berechnung der Tabellenwerthe etwas grösser angenommen worden, die Expansionswirkungen sogar etwas ungünstiger, als es viele direkte Versuche ergeben.

Aus diesem Grunde können zuweilen bei kombinierten Brems- und Indikatorversuchen etwas grössere Leistungen erscheinen, als die Tabellen resultiren lassen. Es bedarf wohl keiner Auseinandersetzung darüber, dass dieses Verhältniss das bei Aufstellung von praktischen Rechnungswerthen gerechtfertigte ist. Wenn man rechnet, so wünscht man, eine gewisse Sicherheit vor sich zu haben, nur muss dieselbe nicht ein gewisses Mass überschreiten, wie es bei der Berechnungsmethode mittels der sogenannten Erfahrungskoeffizienten der Fall ist, wodurch das Resultat ein geradezu unwahres wird.

II.

Klassifikation der Dampfmaschinen nach nominellen Pferdekraften.

Ausser den mittels der Erfahrungskoeffizienten abgeleiteten Resultaten, welche die effektiven Leistungen der Maschinen ausdrücken sollen, begegnen wir noch häufig der Benennung nach nominellen Pferdekraften. Diese Klassifikation ist aber mehr nur ein Ausdruck für die Dimensionen der Maschine, und es werden gewisse empirische Regeln angegeben, mittels deren man die Zahl der nominellen Pferdekraften erhält.

Eine solche Regel ist für Watt'sche Niederdruckmaschinen: man multiplizire das Quadrat des Zylinderdurchmessers in Zollen mit der Kubikwurzel aus der Hublänge in Fussen, und dividire das Produkt durch 47; der Quozient ist die Anzahl der nominellen Pferdekraften.

Dies wäre z. B. bei der unter I zuletzt angeführten Maschine, welche mit $16\frac{1}{2}$ Zoll Zylinderdurchmesser und $2\frac{1}{2}$ Fuss Hub bei Nichtkondensation 40 effektive Pferdekraften gab, wenn sie als Niederdruckmaschine angesehen würde, folgendes:

Der Zylinderdurchmesser in Zollen zum Quadrat erhoben gibt

$$16,5 \times 16,5 = 272,25.$$

Die Kubikwurzel aus 2,5 Fuss Hublänge beträgt

$$\sqrt[3]{2,5} = 1,36;$$

Das Produkt beider Zahlen dividirt durch 47 gibt

$$\frac{272,25 \times 1,36}{47} = 8 \text{ nominelle Pferdekkräfte.}$$

Rechnen wir jetzt des Vergleiches wegen für diese Niederdruckmaschine die effektive Leistung mittels Tabelle II, so kommt für die nach Watt'scher Angabe erfolgende Kolbengeschwindigkeit von 170 Fuss pr. 1 Minute (für $2\frac{1}{2}$ Fuss Hub), unter Vernachlässigung der verschiedenen Mass- und Gewichtssysteme:

$$O = 211 \square \text{ Zoll; } ns = \frac{170}{2} = 85.$$

$$O ns = \frac{211 \times 85}{1688} = 17935.$$

$$\frac{1055}{17935}$$

Auf Tabelle II ist für $\frac{23}{24}$ Füllung und 1 Atmosphäre Spannung der Tabellenwerth

$$z = 0,000545,$$

daher die effektiven Pferdekkräfte

$$\frac{17935 \times 0,000545}{89675} = 9,77 \text{ effektive Pferdekraft.}$$

$$\frac{71740}{89675}$$

$$9,774575$$

Diess gibt auf englisches Mass reduziert sehr nahe 9 Pferdekkräfte, stimmt also hinreichend gut mit der Watt'schen Formel, die 8 Pferdekkräfte gab; es ist zu erkennen, dass diese Formel zu des Erfinders Zeit die effektiven Pferdekkräfte darstellte, aber heutigen Tages, da man von den damalig normalen Kolbengeschwindigkeiten und Dampfspannungen abgegangen ist, nur noch, was sie auch besagt, eine nominelle Bedeutung hat.

Auch für höhere Dampfspannungen hat man eine solche Regel zur Berechnung der nominellen Pferdekkräfte.

Sie heisst: man multiplizire das Quadrat des Zylindersdurchmessers in Zollen mit dem Dampfdrucke in Pfunden auf 1 Quadrat Zoll,

ferner mit der Kolbengeschwindigkeit pr. 1 Minute, und dividire das Produkt durch 120000.

Diess gibt auf dasselbe Beispiel angewandt, bei einer Anfangsspannung von $4\frac{1}{2}$ Atmosphären, folgendes:

Da diese Regeln aus England stammen, so muss auch englisches Mass und Gewicht angesetzt werden; nach demselben ist der Druck von 1 Atmosphäre auf 1 □ Zoll = 15 Pfund; daher heisst das Resultat, wenn man die Kolbengeschwindigkeit = 200 setzt:

$$\frac{(16\frac{1}{2} \times 16\frac{1}{2}) \times (4\frac{1}{2} \times 15) \times 200}{120000} = 30 \text{ nominelle Pferdekraft}$$

Das bequeme Rechnen mit diesen empirischen Formeln hat ihrer Anwendung leicht Eingang verschafft; dasselbe wäre wünschenswerth für die Anwendung der vorliegenden Tabellenwerthe, welche ausser dem bequemen Rechnen den Vortheil der wahren Angabe der effektiven Leistung bieten, und es leicht ermöglichen, allen Uebelständen vorzubeugen, die aus unvollkommener Kenntniss der an irgend welche Grösse von Maschinen geknüpften Leistungsverhältnisse hervorgehen können.

Sobald man aufhört, die Maschinen nach nominellen Pferdekraften zu klassifiziren, ist es nöthig, eine andere Eintheilung zu treffen. Das naturgemässeste ist es, hierfür den Zylinderdurchmesser gleichzeitig mit der Dampfspannung ins Auge zu fassen. Ich habe diess bei allen aus den allgemein gehaltenen Tabellen abgeleiteten Folgerungen festgehalten und dabei, wie die Resultattabellen der verschiedenen Systeme zeigen, innerhalb der gezogenen Grenzen gute Werthe erhalten.



III.

Die Kolbengeschwindigkeit der Maschinen, ausgedrückt durch das Produkt ns aus Umdrehungszahl in Hublänge.

Während es der Konstrukteur in einzelnen Fällen in der Hand haben muss, einer bestimmten Dampfmaschine gerade diejenige Umdrehungszahl pr. 1 Minute zu geben, welche bei vorhandenen oder gewünschten Uebersetzungsverhältnissen durch die Arbeitsmaschinen vorgeschrieben wird, während also zusammenwirkende lokale Verhältnisse zuweilen die Kolbengeschwindigkeit bestimmen, hat sich gleichwohl das Bedürfniss nach allgemeinen Regeln fühlbar gemacht, nach welchen die richtige Kolbengeschwindigkeit im Voraus für jede Maschine festzustellen ist.

Die mir hiefür bekannten Angaben machen dieselbe abhängig von der Anzahl der von der Maschine geleisteten Pferdekkräfte, oder von der Länge ihres Hubes. Das Erstere hat den Uebelstand, dass die Leistung einer Maschine nichts Konstantes, sondern eine sehr stark variirende Grösse ist, von welcher man also nicht wohl das Konstante, die Umdrehungszahl, abhängig machen kann, und obendrein die Umdrehungszahl erst wieder ein Faktor der Leistung ist. Was die zweite Bestimmung nach der Hublänge anlangt, so ist damit entschieden den wahren Verhältnissen der Dampfwirkung durchaus nicht Rechnung getragen.

Ich glaube, für die Kolbengeschwindigkeit den Zylinderdurchmesser gleichzeitig mit der Dampfspannung als massgebend betrachten zu müssen, und folgende empirische Formeln dafür aufstellen zu dürfen:

a) für einzylindrige Maschinen:

$$ns = 5 \times (8 + 4D + 2p);$$

b) für Woolf'sche Maschinen:

$$ns = 5 \times (6 + 4D \times 2p).$$

Hierbei ist die Kolbengeschwindigkeit bestimmt durch das Produkt ns , dessen Bedeutung aus dem Früheren bekannt, und es bezeichnet ferner:

D den Kolbendurchmesser in Fussen,

p die für eine bestimmte Aufstellung der Maschine gegebene Maximalspannung in Atmosphären (total).

Bei Woolf'schen Maschinen ist unter D der Durchmesser des grossen Zylinders zu verstehen.

Aus diesen Formeln berechnen sich folgende zwei sehr einfache Tabellen A und B, welche hier im Texte ihren Platz finden, da sie mit den allgemein gehaltenen Tabellen I bis VII nicht in Parallele zu stellen sind.

A.

Tabelle über Kolbengeschwindigkeiten für einzylindrige Maschinen,

für Zylinderdurchmesser von $\frac{1}{2}$ bis $3\frac{3}{4}$ Fuss und für Anfangsspannungen von 1 bis 8 Atmosphären total.

Die Tabellenwerthe bedeuten das Produkt n s.

		Zylinderdurchmesser in Fussen													
		$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{3}{4}$	3	$3\frac{1}{4}$	$3\frac{1}{2}$	$3\frac{3}{4}$
Anfangsspannungen in Atmosphären	1	—	—	80	80	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125
	1,5	—	80	80	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130
	2	80	80	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135
	2,5	80	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140
	3	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145
	3,5	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150
	4	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155
	4,5	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
	5	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165
	5,5	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165	170
	6	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165	170	—
	6,5	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165	170	—	—
	7	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165	170	—	—	—
	7,5	125	130	135	140	145	150	155	160	165	170	—	—	—	—
	8	130	135	140	145	150	155	160	165	170	—	—	—	—	—

B.

Tabelle über Kolbengeschwindigkeiten für Woolf'sche Maschinen,

für Zylinderdurchmesser von 1 bis 4 Fuss und für Anfangsspannungen von 1 bis 8 Atmosphären total.

		Zylinderdurchmesser in Fussen													
		1	1 ¹ / ₄	1 ¹ / ₂	1 ³ / ₄	2	2 ¹ / ₄	2 ¹ / ₂	2 ³ / ₄	3	3 ¹ / ₄	3 ¹ / ₂	3 ³ / ₄	4	
Anfangsspannungen in Atmosphären	2	80	80	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	
	2,5	80	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	
	3	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	
	3,5	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	
	4	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	
	4,5	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	
	5	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	
	5,5	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165	
	6	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165	170	
	6,5	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165	170	—	
	7	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165	170	—	—	
	7,5	125	130	135	140	145	150	155	160	165	170	—	—	—	
8	130	135	140	145	150	155	160	165	170	—	—	—	—		

Die Angaben erfolgen für das Produkt ns , innerhalb dessen also wiederum der eine Faktor von dem anderen abhängig ist.

Es würde z. B. für eine Woolf'sche Maschine, deren grosser Zylinder den Durchmesser $2\frac{1}{4}$ Fuss hat und die mit einer Maximal-Anfangsspannung von $4\frac{1}{2}$ Atmosphären arbeitet, sein:

$$ns = 120.$$

Wäre es Bedingung, dass die Maschine 30 Umdrehungen pr. 1 Minute mache, so hätte sie einen Hub von $\frac{120}{30} = 4$ Fuss zu bekommen, oder hätte sie $3\frac{1}{2}$ Fuss Hub, so würde man sie $\frac{120}{3\frac{1}{2}} = 34,3$ Umdrehungen pr. 1 Minute machen lassen, wenn man der angeführten empirischen Formel folgen will.

Zur Berechnung der Uebersetzungsräder nimmt man eine ganze Zahl von Umdrehungen pr. 1 Minute an, hingegen zur Berechnung der Dampfmaschinen als solcher mittelst der Tabellen I bis VII ist es bequem, ein rundes Produkt ns anzunehmen, welches entweder eine 0 oder eine 5 als letzte Ziffer hat.

Es sei z. B. bei einer einzylindrigen Maschine der Kolbendurchmesser 16 Zoll, es betrage der Hub 3 Fuss, und die Anfangsspannung 5 Atmosphären absolut.

Da die Tabelle der Kolbengeschwindigkeiten für einzylindrige Maschinen von $\frac{1}{4}$ zu $\frac{1}{4}$ Fuss fortschreitet, so wählt man den dem angegebenen Durchmesser nächsten Viertel-Fuss, nämlich für 16 Zoll $1\frac{1}{4}$ Fuss; diess zeigt mit 5 Atmosphären auf $ns = 115$.

Mit diesen ns nimmt man die Arbeitsberechnung vor.

Die Umdrehungszahl ist hiernach $\frac{115}{3} = 38\frac{1}{3}$; zur Berechnung der Uebersetzungsräder wählt man alsdann $(n) = 38$.

Das Nichtübereinstimmen zwischen Rechnung und Wirklichkeit hat dann immer noch einen kleineren Fehler zur Folge, als die Schwankungen in der Leistung während des Ganges der Maschine betragen.

Umgekehrt ist es auch gerechtfertigt, den Rechnungswerth ns abzurunden.

Wenn z. B. die bezeichnete Maschine vorschriftsmässig 46 Umdrehungen zu machen hätte, so wäre demnach $(ns) = 46 \times 3 = 138$; hiefür kann man in Rechnung setzen $ns = 140$.

Da die Versuche, deren Resultate die Grundlage der Tabellen bilden, an Maschinen mit mittleren Geschwindigkeiten vorgenommen wurden, so ist auch nur zu erwarten, dass die Tabellenangaben für solche Geschwindigkeiten ihre Richtigkeit haben. Aus diesem Grunde hielt ich es für nöthig, zugleich mit den Tabellen die in dieser Nummer betrachteten empirischen Formeln für die Produkte ns aufzustellen, welche ebenfalls mittlere und vortheilhafte Geschwindigkeiten angeben. Es wird mithin für die Richtigkeit der Rechnungsergebnisse sowohl, wie auch für die günstige Leistung der Maschine förderlich sein, die Produkte ns nicht gar zu hoch oder zu tief gegen die hier aufgeführten zu wählen.

Als absolute Grenze des Werthes ns kann man nach unten $ns = 80$, nach oben $ns = 170$ bezeichnen; hierbei ist das erstere nur für die kleinsten, das letztere nur für die grössten stationären Betriebsmaschinen mit konstanter Umdrehungszahl anzuführen.

IV.

Anleitung zum Gebrauche der Tabellen zur Berechnung des Dampfverbrauches doppelwirkender Dampfmaschinen.

Um sich von der Bedeutung der Zahl, welche den Dampfverbrauch einer Maschine darstellt, sogleich den richtigen Begriff machen zu können, drückt man denselben in Beziehung entweder auf die Zeiteinheit aus, oder man gibt das Verhältniss der Gewichtseinheit Dampf zur geleisteten Arbeitseinheit an.

Die erstere Darstellung besagt also absolut, wie viele Pfunde Dampf in der Zeiteinheit von der Maschine verbraucht werden.

In Folgendem wird dieses Gewicht mit S bezeichnet werden, und es bedeutet

S das Gewicht Wasser in Zollpfunden, welches pr. 1 Sekunde verdampft werden muss für den Verbrauch einer bestimmten Maschine, die unter gegebener Anfangsspannung, Geschwindigkeit und gegebenem Füllungsgrade arbeitet.

Es wird, wie leicht zu erkennen, dieses S von den aufgeführten Eigenthümlichkeiten der Maschine: ihrer Grösse und Sistem, Füllungsgrad, Anfangsspannung und Umdrehungszahl abhängig sein, und sich mit jeder Aenderung eines dieser Punkte ebenfalls ändern müssen.

Die Kenntniss dieses pr. 1 Sekunde zu verdampfenden Wassergewichtes lässt diejenigen Daten ableiten, welche auf die Ver-

dampfung allein Bezug haben, also die Grösse der Kesselheizfläche, das pr. 1 Stunde zu verbrauchende Brennmaterial, die Grösse des Rostes, die Weite des Kamines.

Um aber von der Wirkungsweise des verbrauchten Dampfes in Beziehung auf die durch die Maschine abgegebene Arbeit ein klares Bild zu haben, ist es erforderlich, zu sagen, entweder

- a) wie viele Pferdekkräfte leistet 1 Pfund Dampf in der Maschine pr. 1 Sekunde, oder
- b) wie viele Pfunde Dampf sind der Maschine nöthig für jede einzelne Pferdekraft, die sie leistet, und für die Dauer von 1 Stunde.

Das Verhältniss a) heisst das Güteverhältniss der Maschine, und wird ausgedrückt durch den Quotienten aus dem oben erwähnten S in die Anzahl Pferdekkräfte; da wir die letztere mit N bezeichneten, so ist

$$\frac{N}{S} \text{ das Güteverhältniss einer Maschine.}$$

Das Verhältniss b), welches den Namen Konsumverhältniss trägt, ist das Reziproke des Obigen, multipliziert mit 3600, als der Anzahl der Sekunden in 1 Stunde; mithin ist

$$K = \frac{3600 S}{N} \text{ das Konsumverhältniss einer Maschine.}$$

Nur das letztere wird in der Folge immer in Betrachtung gezogen werden, indem es die Frage nach dem pr. 1 Stunde und pr. 1 Pferdekraft verbrauchten Dampfgewicht, welche man in der Praxis in Bezug auf eine Maschine stellt, direkt beantwortet. Je kleiner die Ziffer ausfällt, die dieses Verhältniss darstellt, desto vortheilhafter arbeitet die Maschine, desto grösser ist ihr ökonomischer Werth.

Da in der I. Nummer bereits gezeigt wurde, wie die effektive Leistung der Maschine in Pferdekkräften mittelst der Tabellen gefunden wird, so ist nur noch die Berechnung von S erforderlich, um auch das Konsumverhältniss zu kennen.

Das während eines Hubes der Maschine zur Verwendung kommende Dampfquantum setzt sich zusammen aus folgenden Addenden:

1. Der Dampfmenge, welche von Beginn des Hubes bis zum Schluss der Einströmungsperiode in den Zylinder eintritt.

2. aus dem Volumen, welches die Einströmungskanäle, die sogenannten schädlichen Räume, erfüllt.

3. aus den unvermeidlichen Dampfverlusten.

Die beiden Volumina 1 und 2 sind bereits durch die Grösse und den Füllungsgrad der Maschine bekannt, und für das 3., den Dampfverlust, ist von Hr. J. Völckers eine empirische Formel aufgestellt worden, die folgender Massen gebildet ist.

Bezeichnet S_1 den Dampfverlust pr. 1 Sekunde in Zollpfunden, so ist nach dieser Formel

$$S_1 = q D V \sqrt{p_m - p_v}, \text{ worin}$$

p_m die mittlere Spannung des Hinterdampfes, } in Zollfund
 p_v die Spannung des Vorderdampfes, } pr. 1 □ Zoll
 D den Zylinderdurchmesser in Fussen, und
 q einen gewissen Dichtigkeits-Koeffizienten angibt, welcher erfahrungsmässig zu bestimmen ist.

Von den aufgeführten 3 Addenden des Dampfverbrauches ist der 1. bereits bekannt als ein zylindrisches Volumen von dem Querschnitte O des Kolbens und der Höhe des Theiles des Hubes vom todten Punkte der Kurbel bis zum Eintritte der Expansion, also des Füllungsgrades $\times$ die ganze Hublänge.

Die Volumina 2. und 3. lassen sich, wenn einmal bekannt, ebenfalls auf den Kolbenquerschnitt reduzieren.

Da jedoch 3. in der obigen Völckers'schen Formel für S_1 ein Gewicht gegeben ist, man aber auch dieses als einen mit Dampf zu erfüllenden Theil des Hubes von der Länge x und vom Kreisquerschnitt O darstellen will, so wird diess durch eine einfache Reduktion bewerkstelligt, und man erhält den Ausdruck für den den Dampfverlust repräsentirenden Theil des Hubes in der Form

$$x = \frac{a q V \sqrt{p_m - p_v}}{n s \sigma D};$$

hierin ist ausser den bekannten Bedeutungen von p_m , p_v , D , $n s$ und q im Nenner noch der Werth σ , und im Zähler der Koeffizient a .

σ ist das Gewicht in Zollpfunden von 1 Kubik-Fuss Dampf von der Anfangsspannung p .

a ist ein Zahlenkoeffizient, der durch die Reduktion vom Durchmesser auf die Kreisfläche entstanden ist.

Nach diesem Ausdrucke ist die Tabelle VII berechnet; sie schreitet in horizontalem Sinne fort nach den Druckdifferenzen ($p_m - p_v$), welche auf den Tabellen I bis V jedem Tabellenwerthe z als seiner Charakteristik für Tabelle VII mit fetter Schrift beigedruckt sind.

Wir wollen diese Charakteristik mit k bezeichnen.

In vertikaler Richtung dienen auf Tabelle VII als Leitzahlen die Werthe des Produktes

$$n s \sigma,$$

und die Tabellenwerthe von VII sind somit die berechneten Zahlen von

$$\frac{a q \sqrt{p_m - p_v}}{n s \sigma}$$

Es tritt in dem gesuchten Werth für x aber noch der Zylinderdurchmesser in Fussen auf, und es muss deshalb die Division mit demselben in jedem vorliegenden Falle noch ausgeführt werden, um den Hubantheil x zu erhalten, welcher dem Dampfverluste proportional ist.

Man kann sich den Tabellenwerth auf VII mithin denken als das Produkt aus der Länge x in den Zylinderdurchmesser D , also als $x D$; um aus diesem Produkte den Zylinderdurchmesser zu entfernen, und die Länge allein zu bekommen, dividirt man in jedem vorliegenden Falle den Tabellenwerth von VII durch den Zylinderdurchmesser in Fussen.

Es sind somit durch diese letzte Division in Verbindung mit dem Tabellenwerthe von VII alle jene Einflüsse in Rechnung gezogen, welche den Dampfverlust bedingen, nämlich

- in p_m die Anfangsspannung und der Expansionsgrad,
- p_v die Spannung des Vorderdampfes,
- D der Zylinderdurchmesser,
- q der Dichtigkeitswerth,
- n die Umdrehungszahl der Maschine,
- s der Kolbenhub,

σ das Gewicht von 1 Kubikfuss Dampf von der Anfangsspannung.

Um die jedesmalige Berechnung des Produktes $ns\sigma$ zu ersparen, sind die Werthe desselben für von 5 zu 5 fortschreitende Werthe von ns und von 1,5 bis 8 Atmosphären auf Tabelle VI aufgeführt.

Die letztgenannte Tabelle VI enthält nämlich für Spannungen von 1,5 bis 8 Atmosphären absolut, folgende Kolumnen:

1. Kolumne p , die Spannung in Atmosphären,
2. „ $\mathcal{Z}$, Druck auf 1 □ Zoll in Zollpfunden,
3. „ σ , Gewicht von 1 Kubikfuss Dampf in Zollpfunden,
4. „ t , Temperatur des Dampfes nach Graden Celsius.

Diese 4 Kolumnen sind auch für $p = 1$ Atmosphäre ausgeführt.

Die folgenden Kolumnen geben für Werthe von $ns = 90, 95, \dots, 165, 170$ die Produkte $ns\sigma$ an für Spannungen von $p = 1,5$ bis 8 Atmosphären.

Ist mithin ns für eine Maschine bekannt, z. B. $ns = 125$, und beträgt die Anfangsspannung 5,5 Atmosphären, so ist nach Tabelle VI

$$ns\sigma = 23,29.$$

Um sich jetzt dieser Zahl als Leitzahl auf Tabelle VII zu bedienen, ist es nicht nöthig, zu interpoliren, sondern man sucht in der ersten mit $ns\sigma$ überschriebenen Kolumne auf Tabelle VII 23, und wird hierdurch in Verbindung mit der oben geschriebenen Charakteristik, welche dem betreffenden Werthe z aus einer der Tabellen I bis V beigegeben ist, auf das richtige $x D$ geführt, welches man zur Berechnung der Länge x anwendet.

Beträgt der Werth $ns\sigma$ z. B. für $ns = 160$ und $p = 4,5$:

$$ns\sigma = 24,70,$$

so ergänzt man den Dezimalbruch $\cdot 70$, da er mehr als 0,5 beträgt, zu 1 Ganzen und sucht auf Tabelle VII nach dem

$$ns\sigma = 25.$$

Die Intervalle, in denen Tabelle VII fortschreitet, sind so gewählt, dass man keine Zwischenpunkte zu suchen braucht, indem schon in den Tabellen I bis V nur solche Charakteristiken der

Werthe z aufgeführt werden, welche direkt in Tabelle VII oben vorgeschrieben sind.

Der Umfang der letztgenannten Tabelle ist ein solcher, dass er namentlich in horizontalem Fortschreiten alle Fälle enthält, welche praktischen Werth haben; mittlere Druckdifferenzen unter $2 \text{ } \mathcal{Z}$ und über $90 \text{ } \mathcal{Z}$ pr. 1 $\square$ Zoll gehören unter die in der Praxis selteneren Werthe.

Zur Ermittlung jedoch von Tabellenwerthen xD , welche über oder unter den in der Tabelle gezogenen Grenzen liegen, was namentlich nach vertikal abwärts öfter vorkommen kann, diene Folgendes.

Denkt man sich die oben vorgeschriebenen Charakteristiken 2, 3, 4, ... 80, 85, 90, als Abszissen aufgetragen und die Zahlen irgend welcher Horizontalzeile als Ordinaten, so ist die durch die Endpunkte dieser letzteren bestimmte Kurve eine Parabel. Für die letzten Abszissen nähert sich die Parabel schon sehr der graden Linie, so dass also der Tabellenwerth für 95 um so viel grösser sein wird, als der für 90, um wie viel die Differenz zwischen dem xD für 90 und für 85 beträgt, und folglich aus diesen beiden leicht zu finden ist. Man sucht nämlich in der Horizontalzeile für das verlangte $ns\sigma$ die Differenz zwischen den Werthen für 85 und 90, und addirt dieselbe zu dem xD für 90, um den Werth für 95 zu finden.

Eine höhere Charakteristik als 95 kommt in den Tabellen I bis V nicht vor, wohl aber kann es bei der Berechnung Woolf'scher Maschinen mit verschiedenen Hublängen der beiden Zylinder eintreten, dass man auf eine höhere Charakteristik als selbst 95 geführt wird. Mit der Ermittlung des zugehörigen xD verfährt man dann ebenso, wie man den Tabellenwerth für 95 findet.

Etwas Entsprechendes findet auch in vertikalem Fortschreiten auf Tabelle VII statt.

Betrachtet man nämlich die von 1 zu 1 fortschreitenden Leitzahlen $ns\sigma$ als Abszissen, und trägt die Tabellenwerthe einer Vertikal-Kolumne als Ordinaten auf, so ist die dadurch gebildete Kurve eine gleichseitige Hyperbel. Auch diese nähert sich, wenn man ihre Zweige genug verlängert, sehr der Geraden. Aus diesem Grunde ist es gerechtfertigt, für Werthe von $ns\sigma$, welche grösser sind als 33, folgender Massen vorzugehen:

Man nimmt den Unterschied zwischen der gegebenen grösseren Leitzahl und der letzt aufgeführten 33, multipliziert ihn mit der jeder Vertikalkolumne untergeschriebenen Differenz für ein Intervall, und zieht dieses Produkt von dem x_D für 33 ab; dann bleibt das verlangte x_D für jenes $ns\sigma$, welches grösser war als 33.

Betrüge z. B., wie es für $ns = 165$ und $p = 8$ Atmosphären der Fall ist,

$$ns\sigma = 43,63,$$

und wäre die aus einer der Tabellen I bis V geholte Charakteristik $k = 70$, so ist der Tabellenwerth x_D auf Tabelle VII für 70 und 44 folgender:

$$x_D \text{ für } (70 \text{ und } 33) = 0,254.$$

Intervalle zwischen 33 und 44 sind $44 - 33 = 11$.

Die unter 0,254 angegebene Differenz für ein Intervall ist 0,008, folglich für 11 Intervalle

$$0,008 \times 11 = 0,088;$$

Diess abgezogen von 0,254

$$\begin{array}{r} \text{lässt} \quad \underline{0,254} \\ \quad \quad \quad - 0,088 \\ \quad \quad \quad \hline \quad \quad \quad 0,166 = x_D \text{ für } \left. \begin{array}{l} k = 70 \\ \text{und } ns\sigma = 44 \end{array} \right\} \end{array}$$

Die kleinste in der Tabelle VII aufgeführte Leitzahl ist $ns\sigma = 4$.

Man findet das x_D für ($ns\sigma = 3$), indem man das x_D für ($ns\sigma = 6$) mit 2 multipliziert.

Um auch hierfür der Vollständigkeit wegen Beispiele anzuführen, sei die Charakteristik $k = 8$, und gesucht x_D für ($ns\sigma = 3$);

aus x_D für ($ns\sigma = 6$) und ($k = 8$) folgt:

$$0,472 \times 2 = 0,94 = x_D \text{ für } (ns\sigma = 3).$$

Sucht man x_D für ($ns\sigma = 2$), so folgt aus x_D für ($ns\sigma = 4$) und ($k = 8$):

$$0,707 \times 2 = 1,414 = x_D \text{ für } (ns\sigma = 2).$$

Nach dieser Darstellung der Einrichtung und Bedeutung der Tabellen VI und VII kehren wir zu der Berechnung des gesammten Dampfverbrauches zurück.

Derselbe wird, wie Eingangs dieser Nummer bemerkt, dargestellt durch ein zylindrisches Volumen von der Grundfläche O und einer Höhe, die sich zusammensetzt aus

- | | |
|--|---------------------|
| 1. dem Theile des Hubes, der dem Füllungsgrade | } proportional ist. |
| 2. " " " " dem schädlichen Raume | |
| 3. " " " " dem Dampfverluste | |

Von diesen 3 Theilen ist 1. mit dem Füllungsgrade gegeben, 2. sehr annähernd zu schätzen mit 5% der ganzen Hublänge für einzylindrige Maschinen und mit 6—7% für Woolf'sche Maschinen, und 3. mittels der Tabellen VI und VII, so wie der auf den Tabellen I bis V angegebenen Charakteristiken leicht zu berechnen.

Man hat also das Volumen des pr. 1 Hub verbrauchten Dampfes, dasselbe mit V bezeichnet, in der Form ausgedrückt

$$V = O s \left\{ \frac{s'}{s} + 0,05 + \frac{x D}{D} \right\}, \text{ worin}$$

s' die Hublänge bis zur Absperrung mittels der Expansionsvorrichtung und

s die ganze Hublänge bedeutet.

Aus diesem Volumen erhält man das Gewicht durch Multiplikation mit dem Eigengewichte σ des betrachteten Dampfes; fernere Reduktionen sind erforderlich, um das in Quadratzollen ausgedrückte O auf Quadratfusse und den Dampfverbrauch pr. 1 Hub auf den Dampfverbrauch pr. 1 Sekunde zu bringen, und man bekommt hierdurch die Formel für einzylindrige Maschinen:

Der Dampfverbrauch pr. 1 Sekunde ist

$$S = \frac{2}{9000} O n s \sigma \left\{ \frac{s'}{s} + 0,05 + \frac{x D}{D} \right\} \text{ Pfund.}$$

Um diese Formel noch etwas einfacher zu machen, werden die beiden ersten Addenden in der Parenthese in einen zusammengefasst, welcher mit A bezeichnet werden soll.

Dieses A ist jedem Füllungsgrade auf den Tabellen I bis V untergeschrieben, und bedeutet das erste Glied in der Parenthese, zu welchem noch der Dampfverlust-Addend zuzurechnen ist, um daraus den gesammten Dampfverbrauch durch Multiplikation dieser Summe mit dem Koëffizienten vor der Parenthese zu erhalten.

Die Formel für den Dampfverbrauch heisst daher in ihrer einfachsten Gestalt mit Rücksicht auf die Tabellen I bis VII

$$S = \frac{2}{9000} O n s \sigma \left\{ A + \frac{x D}{D} \right\}$$

Für die einzilindrige Kondensationsmaschine ist sie auch direkt so anzuwenden.

Für Nichtkondensation erfolgt noch eine Verminderung dieses Werthes.

Während des letzten Theiles des Kolbenhubes nämlich, vom Schluss der Ausströmungsöffnung bis Ende des Hubes, tritt eine Kompression des den Dampfkanal und den erwähnten letzten Theil des Hubes füllenden Dampfes ein.

Dieser Dampf hat, da er bereits mit der freien Atmosphäre kommunizierte, in dem Augenblicke des Schlusses des Dampfkanales eine nur wenig die der Atmosphäre übertreffende Spannung, wird aber durch das Fortrücken des Kolbens bei geschlossenem Kanale in einer Weise komprimirt, dass er bei richtig gestellter Steuerung sehr nahe die Anfangsspannung wieder erreicht. Es braucht alsdann der schädliche Raum nicht mit frischem Dampfe gefüllt zu werden. was eine Verminderung des Dampfverbrauches zur Folge hat, die bedeutend genug ist, um in Rechnung gezogen werden zu müssen. Da diese Verminderung von der Anfangsspannung abhängig ist, so kann man allgemein jeder Anfangsspannung einen gewissen Kompressions-Subtrahenden bezüglich des Dampfverbrauches zuschreiben.

Dies ist geschehen auf Tabelle I, in der zweiten, mit — C überschriebenen Vertikalkolumne.

Zur leichten Erkenntniss der Bedeutung ist jeder dieser dreistelligen Dezimalbrüche mit dem Minus-Zeichen versehen; die

Formel für den Dampfverbrauch ist demnach für Nichtkondensations-Maschinen

$$(2) \quad S = \frac{2}{9000} O_{ns} \sigma \left\{ A + \frac{x D}{D} - C \right\}.$$

Für Kondensation tritt das negative Glied in der Parenthese nicht auf, indem sein Werth zu klein ist, um in der Rechnung von Bedeutung zu sein, und der Dampfverbrauch pr. 1 Sekunde ist dargestellt durch

$$(3) \quad S = \frac{2}{9000} O_{ns} \sigma \left\{ A + \frac{x D}{D} \right\}.$$

Für Woolf'sche Maschinen, wo also ausser dem fixen Expansionsverhältniss aus dem kleinen Zylinder in den grösseren noch ein veränderliches, nämlich das durch den Füllungsgrad des kleinen Zylinders bedingte Expansionsverhältniss, besteht, modifizirt sich die Formel für den Dampfverbrauch S nach dem fixen Expansionsverhältniss, d. h. nach dem Verhältniss der Volumina der beiden Zylinder. Dieses Verhältniss nimmt auch selbstverständlich Einfluss auf die effektive Leistung der Maschine und es ist sehr gerechtfertigt, die Woolf'schen Maschinen nach dem Volumenverhältniss ihrer beiden Zylinder zu klassifiziren.

Auf diese Weise sind in den Tabellen III, IV, V drei verschiedene Arten von Woolf'schen Maschinen in Betracht gezogen worden.

Tab. III, mit dem Zylinderverhältniss 1:3.

Die Formel für S heisst hier

$$(4) \quad S = \frac{3}{40000} O_{ns} \sigma \left\{ A + 1,73 \frac{x D}{D} \right\}$$

Tab. IV, mit dem Zylinderverhältniss 1:4.

Die Formel für S heisst

$$(5) \quad S = \frac{5}{90000} O_{ns} \sigma \left\{ A + 2 \frac{x D}{D} \right\}$$

Tab. V, mit dem Zilinderverhältniss 1:5;

Die Formel für S heisst

$$(6) \quad S = \frac{4}{90000} O n s \sigma \left\{ A + \frac{9}{4} \frac{x D}{D} \right\}$$

Die Formeln (4), (5), (6) unterscheiden sich von den (2) und (3) durch den Zahlenkoeffizienten, besonders aber auch dadurch, dass das Dampfverlustglied $\frac{x D}{D}$ in der Parenthese verschiedene Zahlenkoeffizienten bekommt. Die letzteren sind die Quadratwurzeln aus den Volumenverhältnisszahlen 3; 4; 5.



V.

Nichtkondensations-Maschinen nach Tabelle I.

Die in der ersten Nummer aufgeführte Arbeitsformel

$$(1) \quad N = O n s \times z$$

lässt sich nach den darin vorkommenden Faktoren noch in folgende Ausdrücke anordnen, welche auch auf Tabelle I angegeben sind

$$(1) \quad \left\{ \begin{array}{ll} N = O n s \times z & (a) \\ O n s = \frac{N}{z} & (b) \\ z = \frac{N}{O n s} & (c) \end{array} \right.$$

Die Formeln (a) und (c) sind bereits in der I Nummer angewendet worden, und es soll jetzt nach der Form (b) ein Beispiel für Nichtkondensation betrachtet werden.

Et ist kaum nöthig zu bemerken, dass die Formeln (1) allgemein für alle Systeme I bis V gelten und überall gleiche Verwendung und Bedeutung haben.

Es wird durch (b) angegeben, wie gross das Produkt $O n s$ sei, wenn eine Maschine eine bestimmte effektive Leistung geben soll bei vorgeschriebener Anfangsspannung und gegebenem Füllungsgrade.

Der Fall wäre denkbar für eine neue Konstruktion, dass eine gewählte Expansionsvorrichtung konstant $\frac{1}{4}$ Füllung gäbe und man eine absolute Anfangsspannung von 4,5 Atmosphären habe.

Die effektive Leistung der Maschine soll sein:
60 Pferdekraft.

Man sucht den Tabellenwerth z auf Tabelle I, welcher 4,5 Atmosphären und $\frac{1}{4}$ Füllung entspricht, und notirt mit ihm zugleich die beigegebene Charakteristik k , den dem Füllungsgrade untergeschriebenen ersten Addenden A , und das der Anfangsspannung zukommende subtraktive Glied $-C$.

Im Besitze dieser 4 Zahlen hat man für die weiteren Rechnungen nicht mehr nöthig, Tabelle I aufzuschlagen.

$$\text{Tabelle I, für } \left(\frac{s'}{s} = \frac{1}{4} ; p = 4,5 \text{ Atmosphären} \right)$$

$$z = 0,00127 ; k = 24 ; A = 0,300 ; -C = -0,025.$$

Nach (b) ist dann bei der verlangten Leistung von $N = 60$

$$O n s = \frac{60}{0,00127} = 47244$$

Für dieses $O n s$ soll in zwei verschiedenen Beispielen

1. $n s = 105$
2. $n s = 150$ angenommen werden, um einen Vergleich anzustellen zwischen den Konsumverhältnissen der so entstehenden zwei verschiedenen Maschinen.

1. Für $n s = 105$ ist

$$\frac{47244 : 105 = 450 = O \text{ in Quadratzollen.}}{\begin{array}{r} 524 \\ 525 \end{array}} \quad \text{Dies entspricht nach der Kreistafel} \\ \text{einem Durchmesser von } 24\frac{1}{8} \text{ Zoll.}$$

Man hat daher für den Durchmesser in Rechnung zu stellen;

$$D = 2 \text{ Fuss.}$$

Hiernach rechnet sich der Dampfverbrauch nach der Formel auf Tabelle I:

$$(2) \quad S = \frac{2}{9000} O n s \sigma \left\{ A + \frac{x D}{D} - C \right\} \text{ folgender Massen:}$$

Man beginnt mit dem Koeffizienten vor der Parenthese, der in der Folge der Kürze wegen mit a bezeichnet werden soll.

Auf Tabelle VI ist für ($ns = 105$ und $p = 4,5$ Atmosphären)

$$ns\sigma = 16,21.$$

Dies multipliziert mit $O = 450$, ferner mit 2 und dividirt durch 9000 gibt

$$\begin{array}{r} 16,21 \times 450 \\ \hline 6484 \\ 8105 \\ \hline 72945 \times 2 \\ \hline 14589 : 9 \quad (\text{gemeint } 9000) \\ \hline 1,621 \end{array}$$

Koeffizient vor der Parenthese: $a = 1,621$.

Das Dampfverlustglied in der Parenthese: $\frac{x D}{D}$ berechnet sich folgender Massen:

Auf Tabelle VII entspricht ($k = 24$; $ns\sigma = 16$)

$$xD = 0,307; \text{ da } D = 2, \text{ so wird}$$

$$\begin{array}{l} \frac{x D}{D} = 0,307 : 2 = 0,154; \text{ hierzu die anderen Glieder der} \\ \text{Parenthese} \quad + A = \frac{0,300}{0,454} \\ \quad - C = - \frac{0,025}{0,429} = \text{Werth der Parenthese.} \end{array}$$

Diess multipliziert mit dem vorher berechneten Koeffizienten 1,621

$$\begin{array}{r} 0,429 \times 1,621 \\ \hline 429 \\ 2574 \\ 858 \\ 429 \\ \hline 695409 = S \end{array}$$

Da es nicht nöthig ist, S genauer als auf 3 Dezimalen anzugeben, so notirt man

$$S = 0,695.$$

Hieraus folgt das Konsumverhältniss durch Multiplikation mit 3600 und Division durch die Anzahl der Pferdekkräfte 60

$$0,695 \times \frac{3600}{60} = 41,70 = K.$$

Hiefür schreibt man, da die Konsumverhältnisse nur in ganzen Zahlen anzugeben sind:

$$K = 42$$

Die Aufgabe 1. ist also dahin gelöst:

Die verlangten 60 effektiven Pferdekraft werden geleistet bei 4,5 Atmosphären Anfangsspannung und $\frac{1}{4}$ Füllung, ferner bei einer Kolbengeschwindigkeit, die durch $ns = 105$ gegeben ist durch einen Zylinder, welcher 24 $\frac{1}{8}$ Zoll Durchmesser hat. Es verbraucht diese Maschine dann pr. 1 Sekunde 0,695 Zollpfund Dampf und arbeitet mit dem Konsumverhältniss von 42 Zollpfund Dampf pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft.

2) für $ns = 150$ ist

$$\begin{array}{r} 47244 : 150 = 315 = O \text{ in Quadratzollen} \\ \underline{22} \\ 74 \end{array}$$

315 □ Zoll Kreisfläche entsprechen am genauesten 20 Zoll Durchmesser, daher

$$D = 1\frac{2}{3} = \frac{5}{3} \text{ Fuss.}$$

Der Dampfverbrauch S:

Nach Tabelle VI für (4,5 Atmosphäre und $ns = 150$)

$$ns\sigma = 23,16.$$

Der Koeffizient a vor der Parenthese

$$\begin{array}{r} 23,16 \times 310 \text{ (abgerundeter Werth von O)} \\ \hline 6948 \\ 2316 \\ \hline 7179,6 \times 2 \\ \hline 14359,2 : 9 \text{ (gemeint 9000)} \\ \hline 1,595 \end{array} \quad a = 1,595$$

Das Dampfverlustglied $\frac{x D}{D}$:

nach Tabelle VII ist $x D$ für ($n s \sigma = 23$; $k = 24$):

$$x D = 0,213;$$

dies ist zu dividiren durch $D = \frac{5}{3}$:

$$\frac{0,213 \times 3}{0,639 : 5}$$

$$x = 0,128 = \frac{x D}{D}$$

$$A = + \frac{0,300}{0,428}$$

$$- C = - \frac{0,025}{0,403}$$

$0,403 =$ Parenthese, dies multipliziert mit a

$$\frac{1,595 \times 0,403}{6380}$$

$$4785$$

$$\frac{0,642785}{S} = S, \text{ oder}$$

$$S = 0,643$$

Das Konsumverhältniss:

$$0,643 \times \frac{3600}{60} = 38,6$$

$K = 39$ Pfund pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft.

Vergleicht man jetzt die Resultate 1) und 2), so sieht man, dass bei gleicher Stärke die kleinere Maschine mit 20 Zoll Zylinderdurchmesser bedeutend ökonomischer in Bezug auf Dampfverbrauch arbeitet, als die grössere mit 24 Zoll Zylinderdurchmesser, sobald, bei gleicher effektiver Leistung beider, die erstere $150 \times 2 = 300$ Fuss Kolbengeschwindigkeit pr. 1 Minute, die letztere aber nur $105 \times 2 = 210$ Fuss Kolbengeschwindigkeit besitzt. Andererseits wären 300 Fuss pr. 1 Minute eine ziemlich hohe Geschwindigkeit, die nicht als normal für die Konstruktion stationärer Maschinen angesehen werden soll.

Folgt man der in der III Nummer aufgestellten Tabelle über die Produkte $n s$ für einzylindrige Maschinen, so kommt für ($p = 4,5$ und $D = 2$ Fuss):

$$n s = 125;$$

dies einer dritten Berechnung der 60pferd. Maschine zu Grunde gelegt:

3) für $ns = 125$ ist

$$\begin{array}{r} 47244 : 125 = 378 = O \text{ in Quadratzollen.} \\ \hline 974 \\ \hline 994 \end{array}$$

hierfür $D = 22 \text{ Zoll} = 1 \frac{5}{6} = \frac{11}{6} \text{ Fuss.}$

Der Dampfverbrauch:

Tabelle VI ($ns = 125$; $p = 4,5$)
 $ns\sigma = 19,3$

Berechnung von a

$$\begin{array}{r} 378 \times 19,3 \\ \hline 378 \\ 3402 \\ 1134 \\ \hline 7295,4 \times 2 \\ \hline 14590,8 : 9 \\ \hline 1,621 \end{array} \quad a = 1,621.$$

Die Parenthese bekommt folgenden Werth:

Tabelle VII ($ns\sigma = 19$; $k = 24$); $x D = 0,258$

$da D = \frac{11}{6} :$

$$\begin{array}{r} 0,258 \times 6 \\ \hline 1,548 : 11 \\ \hline x = 0,141 = \frac{x D}{D} \\ A = 0,300 \\ \hline 0,441 \\ - C = - 0,025 \\ \hline 0,416 = \text{Parenthese; multipliziert mit a:} \\ 0,416 \times 1,621 \\ \hline 416 \\ 2496 \\ 832 \\ 416 \\ \hline 0,674336 \end{array} \quad S = 0,674.$$

Hieraus $K = S \frac{3600}{N} = 0,674 \times \frac{3600}{60} = 40$

$K = 40$ Pfund Dampf pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft.

Dieses dritte Resultat würde das praktisch annehmbare sein.

Anmerkung. Man kommt sogleich auf den passenden Werth von ns , wenn man bei gegebenem Ons einen niedrigen oder mittleren Werth ns annimmt, mit demselben in Ons dividirt, und aus dem so erhaltenen O in der Kreistafel D findet, welches dann mittels der Formel $ns = 5 (8 + 4D + 2p)$ und der daraus abgeleiteten Tabelle in der III Nummer das ns erkennen lässt. Es wächst nämlich D sehr langsam, wenn auch ns sich bedeutend vermindert; wie Beispiel 1 und 2 zeigen, nimmt D durch eine Steigerung des Produktes ns von 105 bis 150 nur um 4 Zoll ab.

4. Eine bestehende Nichtkondensations-Maschine macht in ihrem normalen Gange 42 Umdrehungen pr. 1 Minute; ihr Zylinderdurchmesser beträgt 12 Zoll, der Hub $2\frac{1}{2}$ Fuss. Die fixe Expansionsvorrichtung bewirkt eine konstante Füllung von $\frac{7}{24}$ des Hubes und die mittelst eines Manometers beobachtete Anfangsspannung beträgt 3,5 Atmosphären absolut.

Die Zahlen der effektiven Leistung, des Dampfverbrauches in 1 Sekunde und des Konsumverhältnisses pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft werden gesucht.

Bildung des Produktes Ons

Für $D = 1$ Fuss, ist $O = (113 - 2\%) = 110 \square$ Zoll.

$n = 42$; $s = 2\frac{1}{2}$; $ns = 105$.

$$Ons = 110 \times 105 = 11550$$

Nach Tabelle I für Füllungsgrad $\frac{7}{24}$ und 3,5 Atmosphären:

$$z = 0,000923; K = 16; A = 0,342; - C = - 0,033.$$

Anmerkung. Da die letzten Dezimalen für das Resultat in Pferdekraften sowohl, als in Zollpfunden für das pr. 1 Sekunde zu verdampfende Wasser werthlos sind, so ist es vortheilhafter, sich der abgekürzten Multiplikation sowohl bei Berechnung von $N = Ons \times z$, als auch bei $S = a \times$ (Parenthese) zu bedienen, nach welcher man nur mit der ersten Ziffer des Multiplikators die Multiplikation des ganzen Multiplikanden hinschreibt, mit der zweiten und dritten Ziffer aber nach einander die Multiplikation der letzten und vorletzten Stelle des Multiplikanden nicht schriftlich ausführt, sondern nur die Zehner dieser Produkte den Multiplikationen mit der vorletzten und drittletzten Stelle des Multiplikanden beziehendlich zuzählt.

$$\begin{array}{r} \text{Ons} \times z = 11550 \times 0,000923 = 11 \text{ Pferdekraft} \\ \hline 10395 \\ 231 \\ 34 \\ \hline 10,660 \end{array}$$

Der Dampfverbrauch S:

Tabelle VI.; für (ns = 105; p = 3,5)
nsσ = 12,81.

Berechnung von a

$$\frac{2}{9000} \text{Ons} \sigma = \frac{2}{9000} \times 12,81 \times 110 = a;$$

$$a = 0,313.$$

Die Parenthese für S:

Tabelle VII.; für (k = 16; nsσ = 13)
xD = 0,308.

Da D = 1:

$$\begin{array}{r} \frac{x D}{D} = 0,308 \\ A = + 0,342 \\ \hline 0,650 \\ - C = - 0,033 \\ \hline 0,617 = \text{Parenthese.} \end{array}$$

$$\begin{array}{r} S = a \times \text{Parenthese} = 0,617 \times 0,313 = 0,193 \text{ Zollpfund.} \\ \hline 1851 \\ 62 \\ 18 \\ \hline 1931 \end{array}$$

Das Konsumverhältniss:

$$K = \frac{S \times 3600}{N} = \frac{0,193 \times 3600}{11}$$

Da die Multiplikation mit 36 sich wegen $2 \times 3 = 6$ mit einer kleinen Erleichterung macht, so schreibt man den Werth von S hin, multipliziert ihn mit 3 und dieses erste Produkt eine Stelle nach rechts ausgerückt mit 2; die Dezimalstellen braucht man nicht zu beachten, da das Konsumverhältniss in allen praktischen Fällen als 2stellige Zahl resultirt.

$$\begin{array}{r}
 193 \\
 \hline
 579 \\
 1158 \\
 \hline
 36 \times S = 6948
 \end{array}$$

Daher:

$K = 63$ Zollpfund Dampf pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft.

Es wird nicht überflüssig erscheinen, die als viertes Beispiel in dieser Nummer angestellte Rechnung so zusammen zu schreiben, wie man sie nach einiger durch den Gebrauch der Tabellen I bis VII erlangter Uebung ausführt, wobei man nur die Operationen mit den 4 Species schriftlich, alles Uebrige auf die Tabellen Bezug habende aber in Gedanken vornimmt; es wird hierbei sowohl die Kürze der anzustellenden Rechnung dargestellt, als auch das Schema gegeben, nach welchem dieselbe leicht auszuführen ist. Bei den in der Folge durchgerechneten Beispielen wird der Raumersparniss wegen die Rechnung nur nach diesem Schema aufgeführt, nach dem Vorhergegangenen aber dennoch verständlich sein.

$$O_{ns} = 11550$$

$$z = 0,000923; k = 16; A = 0,342; - C = - 0,033.$$

$$ns = 105; \quad ns\sigma = 12,81; \quad D = 1$$

$$a = 0,313$$

$$11550 \times 0,000923 = N = \underline{\underline{11}}$$

$$10395$$

$$231$$

$$34$$

$$\hline 10,660$$

$$0,308$$

$$0,342$$

$$\hline 0,650$$

$$- 0,033$$

$$\hline 0,617 \times 0,313 = S = \underline{\underline{0,193.}}$$

$$1851$$

$$62$$

$$18$$

$$\hline 1931$$

$$(\times 36)$$

$$579$$

$$1158$$

$$\hline 6948 : 11 = K = \underline{\underline{63}}$$

$$631$$

Ein nicht selten auftretender Fall bei Nichtkondensation ist, dass der Auspuffdampf weiter als Heizmittel verwendet wird, und zu diesem Zwecke, um in den Heizleitungen eine höhere Temperatur als 100° Celsius zu erzielen, dieselben mittels eines belasteten Ventiles geschlossen gehalten werden, welches der abströmende Dampf erst heben muss, um entweichen zu können.

Hierdurch erzeugt sich eine Spannung in der Heizleitung, die durch die Belastung des Ventiles bestimmt wird, und sich auf den Dampfkolben der Maschine als Gegendruck des Vorderdampfes wirksam macht. Dieser Gegendruck muss sowohl die effektive Leistung als auch den Dampfverbrauch verringern, gleichwohl aber das Konsumverhältniss der geleisteten Arbeit zum verbrauchten Dampfe verschlechtern.

Es werden diese Vorkommnisse in folgender Weise mittels Tabelle I in Rechnung gezogen.

Auf der ersten Seite von Tabelle I befindet sich eine Tafel mit der Ueberschrift:

Korrektionsbrüche, welche von den Tabellenwerthen in Abzug zu bringen sind, wenn der Auspuff belastet ist mit: 0,1; 0,2; 0,3; etc. Atmosphären über den Druck der äusseren Atmosphäre.

Diese Belastungen werden also hier gezählt als sogenannte Atmosphären Ueberdruck im Gegensatz zu den absoluten Atmosphären oder Atmosphären total, in denen letzteren die 1 äussere Atmosphäre mit inbegriffen ist.

Es ist dies aus dem Grunde geschehen, weil sich diese Ueberdruck-Atmosphären leicht aus der Ventilbelastung und aus dessen Durchmesser berechnen lassen.

5. Beispiel. Die Belastung des 4zölligen Heizventiles betrage 88 Pfund. Es erzeugt sich alsdann in der Heizleitung ein Gegendruck auf den Kolben der Maschine, den man sehr annähernd in Ueberdruck-Atmosphären ausgedrückt erhält, wenn man die Gesamtbelastung von 88 Pfund durch die Anzahl der Quadratzolle der Ventilfläche dividirt, um zu erfahren, mit wie viel Pfunden 1 □ Zoll gedrückt wird, und den so erhaltenen Quozienten noch durch 14 dividirt, (der Anzahl Pfunde, mit welcher 1 Atmosphäre auf 1 □ Zoll lastet).

Den 4 Zoll Durchmesser entsprechen 12,6 □Zoll Ventilfläche ;
folglich

$$88 : 12,6 = 7 \text{ Pfund}$$

$$\frac{7}{14} = 0,5 \text{ Atmosphären Ueberdruck in der Heizleitung.}$$

Auf der oben erwähnten Tafel der „Korrektionsbrüche“ auf Tabelle I
entspricht dem Ueberdruck von 0,5 ein untergeschriebener Werth von
0,000430.

Bezeichnen wir allgemein diesen Korrektionsbruch mit q , so
ist von dem Dampfkolben eine Leistung zu Besiegung des Gegen-
druckes in der belasteten Auspuffheizung abzugeben, welche, analog
der effektiven Leistung der Maschine bei freiem Auspuff, durch das
Produkt ausgedrückt wird :

$$O n s \times q \text{ (in Pferdekraften).}$$

Diese Zahl ist von dem Werthe

$$O n s \times z$$

abzuziehen, oder $O n s$ ist mit der Differenz $(z - q)$ zu multi-
plizieren, um die Anzahl der effektiven Pferdekraften bei
belastetem Auspuff zu erhalten.

Da die Werthe q mit der Bedeutung der Werthe z nichts
gemein haben, so kann man die beiderlei Werthe q und z beliebig
kombiniren, und erhält somit die Differenzen $(z - q)$ für eine grosse
Anzahl von gleichzeitigen Anfangsspannungen, Füllungsgraden und
Auspuffbelastungen.

Selbstverständlich darf q nicht gleich oder grösser sein als z ,
da sonst die Maschine überhaupt keine Leistung geben könnte.

Wir benutzen zur beispielsweise Berechnung die Maschine
des dritten Beispiels in dieser Nummer, für welche das Produkt
 $O n s = 47244$, ferner

4,5 Atmosphären Anfangsspannung,

$\frac{1}{4}$ Füllung,

60 Pferdekraften effektive Leistung,

$$22 \text{ Zoll} = \frac{11}{6} \text{ Fuss Zylinderdurchmesser.}$$

Die entsprechenden Werthe auf T a b e l l e I sind :

$$z = 0,00127 : k = 24 ; A = 0,300 ; - C = - 0,025.$$

Nach dem Obigen soll betragen, da die Belastung des Auspuffventiles 0,5 Atmosphären Ueberdruck nachweist,

$$q = 0,000430,$$

$$\text{daher } (z - q) = 0,00127 - 0,000430 = 0,00084.$$

Wir wollen nennen

$$(z - q) = z' = 0,00084.$$

Zu diesem z' sucht man unter demselben Füllungsgrade, also vertikal aufwärts von z einen Tabellenwerth, welcher z' am nächsten kommt. In vorliegendem Falle ist dies 0,000767; hierbei steht die Charakteristik $k = 14$, welche man als

$$k' = 14 \text{ dem } z' \text{ beigibt.}$$

Der Addend A in der Parenthese für S muss derselbe bleiben, hingegen der Subtrahend $- C$ ändert sich ebenfalls nach Massgabe des Gegendruckes, und zwar ist das subtraktive Glied, analog den übrigen Werthen mit $- C'$ bezeichnet, gleich demjenigen C , welches einer Anfangsspannung beigegeben ist, die man erhält, wenn man den Gegendruck von der gegebenen Anfangsspannung abzieht. In vorliegendem Falle also

$$4,5 \text{ Atmosphären} - 0,5 = 4 \text{ Atmosphären,}$$

mithin

$$- C' = - 0,029.$$

Man hat auf diese Weise die neuen Tabellenwerthe für den belasteten Auspuff zusammenzustellen als

$$z' = 0,00084; k' = 14; A = 0,300; -C' = -0,029.$$

und mit ihnen ganz wie mit z , k und C zu verfahren.

$$ns\sigma = 19,6; \quad a = 1,621; \quad D = \frac{11}{6}$$

$$O n s \times z' = 47244 \times 0,00084 = N = 40 \text{ Pferdekraft.}$$

$$\begin{array}{r} 377952 \\ 18898 \\ \hline 396850 \\ 197 \times 6 \\ \hline 1182 : 11 \\ 0,108 = x \\ 0,300 \\ \hline 0,408 \\ - 0,029 \\ \hline 0,379 \times 1,621 = S = 0,613. \\ 379 \\ 227 \\ 7 \\ \hline 613 \times 36 \\ 1839 \\ 3678 \\ \hline 22068 : 40 = K = 55. \end{array}$$

Das Resultat ist also folgendes:

Durch die Auspuffbelastung der Maschine mit $\frac{1}{2}$ Atmosphäre. Ueberdruck sinkt ihre effektive Leistung von 60 Pferdekraft auf 40, verschlechtert sich ihr Konsumverhältniss von 40 auf 55 Pfund Dampf pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft, und vermindert sich ihr Dampfverbrauch pr. 1 Sekunde nur von 0,674 auf 0,613 Pfund.

Dieser augenfällige Nachtheil der Auspuffbelastung stellt sich, wie im Voraus bemerkt werden kann, nicht so grell bei höheren Füllungsgraden heraus, welche man auch immer in solchen Fällen in Anwendung bringt.

Ein hier einschlägiges Beispiel soll das Folgende sein:

6. Ein Etablissement bedarf einer Betriebsmaschine von 50 effektiven Pferdekraften. Die abgehenden Dämpfe sollen zum Verdampfen von Flüssigkeiten verwendet werden, und es ist in

dem Röhrensysteme des Verdampfapparates eine Temperatur von 134° Celsius erforderlich. Die Kesselspannung beträgt 6 Atmosphären Ueberdruck oder 7 Atmosphären total.

Die Grösse der 50pferdigen Maschine ist zu berechnen.

Auf Tabelle VI entspricht der Temperatur von 134° eine Spannung von 3 Atmosphären total; wir haben folglich nöthig, das Auspuffrohrsystem mit 2 Atmosphären Ueberdruck zu belasten.

Auf Tabelle I gehört zu 2,0 Atmosphären Ueberdruck der Korrekktionsbruch

$$q = 0,00172.$$

Die normale Anfangsspannung im Dampfzylinder wird bestimmt auf 6,5 Atmosphären total und der Füllungsgrad zu $\frac{5}{6}$ des Hubes.

Für $\frac{5}{6}$ und 6,5 Atmosphären

$$z = 0,00426$$

$$\text{folglich } (z - q) = z' = 0,00254.$$

$$\text{hierzu } k = 50;$$

$$- C' = - 0,025$$

$$\text{ferner } A = 0,883.$$

Nach (1)

$$O_{ns} = \frac{N}{z'} = \frac{50}{0,00254} = 19700$$

Die Kolbengeschwindigkeit sei bestimmt durch

$$ns = 110;$$

dann ist

$$O = \frac{19700}{110} = 180 \text{ Quadrat Zoll.}$$

Dies entspricht $15\frac{1}{4}$ Zoll Durchmesser und folglich

$$D = 1\frac{1}{4} = \frac{5}{4} \text{ Fuss.}$$

Hiermit sind alle Daten zur Berechnung des Dampfverbrauches der Maschine vorhanden:

$$\underline{z' = 0,00254; k' = 50; A = 0,883; - C' = - 0,025}$$

$$ns = 110; ns\sigma = 23,96; D = \frac{5}{4}.$$

$$a = 0,95.$$

$$\begin{array}{r} 294 : \frac{5}{4} \\ \hline 1176 \\ 0,235 = x \\ 0,883 \\ \hline 1,118 \\ - 0,025 \\ \hline 1,093 \times 0,95 = S = \underline{\underline{1,04}} \\ 9837 \\ 546 \\ \hline 10383 \\ 1038 \times 36 \\ \hline 3114 \\ 6228 \\ \hline 37368 : 50 = \underline{\underline{K = 75}} \end{array}$$

Dieses Konsumverhältniss von 75 Pfund Dampf pr 1 Stunde und 1 Pferdekraft ist bezüglich der Maschine und bei einer Anfangsspannung von 6,5 Atmosphären ein ungünstiges zu nennen. Gleichwohl kann eine derartige Anwendung ihre praktischen Vortheile haben, als sie die Anwendung direkter Dämpfe zu den Verdampfungen ausschliesst, und somit jenen Dampfverschwendungen vorbeugt, die durch inkorrektes Umgehen bei dem Zulassen direkter Dämpfe leicht erwachsen; hierdurch gibt die Betriebsmaschine gleichsam den Regulator und Abzähler der weiterhin zu verwendenden Dampfquanten ab.

VI.

Ueber die Anwendung hoher Dampfspannungen und grosser Kolbengeschwindigkeiten bei Lokomotiven.

Einen wesentlich höheren Werth in Bezug auf Dampfökonomie bekommen die Nichtkondensationsmaschinen, wenn man hochgespannte Dämpfe bei ihnen zur Anwendung bringt. Sobald wir diese Fälle von dem Standpunkte der vorliegenden Rechnungsweise ins Auge fassen, so zeigt sich, dass eine höhere Spannung einen grösseren Tabellenwerth z mit sich führt, mithin zur Erzielung einer gewissen Leistung einen kleineren Füllungsgrad verlangt. Der letztere entspricht einem kleineren Addenden A , folglich dem Volumen nach einem geringeren Dampfverbrauche.

Mit der Spannung wächst aber auch das Gewicht von 1 Kubikfuss Dampf, wie Tabelle VI angibt, mithin der Koeffizient vor der Parenthese des Ausdruckes für S , des pr. 1 Sekunde zu verdampfenden Wassers.

Gleichzeitig nehmen aber auch die Charakteristiken k der Tabellenwerthe z mit den hohen Spannungen beträchtlich zu und führen auf bedeutende Dampfverlustglieder. Um die letzteren nun möglichst herabzudrücken, ist es mit Rücksicht auf Tabelle VII erforderlich, die Leitzahlen $ns\sigma$ hoch zu bekommen.

Die Steigerung des Dampfgewichtes σ geschieht, wie man auf Tabelle VI erkennt, nur langsam; wenn man daher das Produkt $ns\sigma$ gross haben will, so muss man den andern Faktor ns , welcher die Kolbengeschwindigkeit ausdrückt, vergrössern.

Tabelle I._(a) Nichtkondensations-

8 bis 10 Atmosphären

		$\frac{18}{24} = \frac{3}{4}$	$\frac{16}{24} = \frac{2}{3}$	$\frac{15}{24} = \frac{5}{8}$	$\frac{14}{24} = \frac{7}{12}$	$\frac{12}{24} = \frac{1}{2}$	$\frac{10}{24} = \frac{5}{12}$	$\frac{9}{24} = \frac{3}{8}$
p	— C	0,800	0,717	0,675	0,633	0,550	0,467	0,425
8	— 014	·00530 95	·00506 90	·00495 90	·00485 85	·00456 80	·00425 75	·00400 70
8,5	— 013	·00568 100	·00542 95	·00531 95	·00521 90	·00490 85	·00458 80	·00431 75
9	— 012	·00607 105	·00579 100	·00567 100	·00557 95	·00524 90	·00491 85	·00462 80
9,5	— 011	·00645 110	·00615 105	·00603 105	·00592 100	·00559 95	·00524 90	·00493 85
10	— 011	·00684 115	·00652 110	·00639 110	·00628 105	·00593 100	·00557 95	·00524 90

Tabelle VI._(a) Spezifische Gewichte des Dampfes

p	$\mathcal{H}$	σ	t	Die Produkte $n s \sigma$ für folgende Werthe von $n s$:								
				200	210	220	230	240	250	260	270	280
8	112	·2644	171	52,88	55,53	58,17	60,81	63,46	66,10	68,75	71,39	74,03
8,5	120	·2790	173	55,80	58,59	61,38	64,17	66,96	69,75	72,54	75,33	78,12
9	127	·2933	176	58,66	61,60	64,53	67,46	70,39	73,33	76,26	79,19	82,13
9,5	134	·3077	178	61,54	64,62	67,70	70,77	73,85	76,93	80,00	83,08	86,16
10	141	·3287	180	64,34	67,56	70,78	74,00	77,21	80,43	83,64	86,86	90,08

maschinen mit Anfangsspannungen von

8 bis 10 Atmosphären.

$\frac{8}{24} = \frac{1}{3}$		$\frac{7}{24}$		$\frac{6}{24} = \frac{1}{4}$		$\frac{5}{24}$		$\frac{4}{24} = \frac{1}{6}$		$\frac{3}{24} = \frac{1}{8}$		$\frac{2}{24} = \frac{1}{12}$		
0,383		0,342		0,300		0,258		0,217		0,175		0,133 = A		
·00370	65	·00340	60	·00305	55	·00270	45	·00221	36	·00171	28	·00116	18	8
·00400	70	·00367	65	·00330	55	·00293	45	·00241	38	·00187	30	·00128	20	8,5
·00428	75	·00395	70	·00366	60	·00316	50	·00261	40	·00203	34	·00139	22	9
·00458	80	·00422	75	·00391	65	·00339	55	·00281	45	·00219	38	·00141	24	9,5
·00487	85	·00450	80	·00417	70	·00362	60	·00301	50	·00225	40	·00152	26	10

nebst den entsprechenden Produkten $ns\sigma$.

Die Produkte $ns\sigma$ für folgende Werthe von ns :													p
290	300	310	320	330	340	350	360	370	380	390	400	410	
76,68	79,32	81,97	84,61	87,25	89,90	92,54	95,19	97,83	100,5	103,1	105,8	108,4	8
80,91	83,70	86,49	89,28	92,07	94,86	97,65	100,4	103,2	106,0	108,8	111,6	114,4	8,5
85,06	88,00	90,93	93,86	96,79	99,72	102,7	105,6	108,5	111,5	114,4	117,3	120,3	9
89,26	92,31	95,39	98,47	101,5	104,6	107,7	110,8	113,8	116,9	120,0	123,1	126,2	9,5
93,30	96,51	99,73	102,9	106,2	109,4	112,6	115,8	119,0	122,2	125,5	128,7	131,9	10

Es besagen daher die hier aufgeführten Rechnungswerthe:

Wenn eine hohe Dampfspannung zur Anwendung kommen soll, so ist auch eine bedeutende Kolbengeschwindigkeit zu einer ökonomisch vortheilhaften Arbeit erforderlich.

Es ist dies schon im Allgemeinen in Nummer III ausgedrückt, indem dort die Kolbengeschwindigkeit als von der Anfangsspannung, gleichzeitig von dem Zylinderdurchmesser abhängig, hingestellt wurde.

Durch diese gegenseitigen Beziehungen ist auch zugleich eine praktische Grenze der Verwendung hochgespannter Dämpfe erkennbar gemacht. Es ist leicht einzusehen, dass man die Kolbengeschwindigkeiten nicht ins Beliebige steigern kann, ohne den Zustand der Maschine zu gefährden. Die sehr rasch arbeitenden Bestandtheile der Maschine würden nicht allein eine schnelle Abnützung und Entwerthung erleiden, sondern es müsste sich sogar die Unmöglichkeit herausstellen, die Maschine in gutem Zustande zu erhalten, sobald nicht die Mittel und Zeit zu öfteren durchgreifenden Reparaturen geboten wären. Dieselben will man aber bei stationären Maschinen möglichst vermeiden, und man sieht sich aus diesem Grunde genöthigt, hier nur mässige Kolbengeschwindigkeiten zur Anwendung zu bringen, kann deshalb auch die Dampfspannungen nicht über ein gewisses Mass hinaus wachsen lassen.

Es sind mit Rücksicht hierauf die Tabellen I und VI bis zu 8 Atmosphären berechnet, und man kann dies wohl als die für stationäre Maschinen zu empfehlende Grenze bezeichnen.

Ein anderes Verhältniss findet statt bei den Lokomotiven. Hier kommt die Rücksichtnahme auf Schonung und lange Erhaltung der arbeitenden Theile in Wegfall, und die grosse Kolbengeschwindigkeit wird ein Erforderniss. Die hohen Dampfspannungen sind daher hier am Platze.

Die fortgesetzten Verbesserungen in der Fabrikation des Materiales für Lokomotivkessel bieten ausserdem die Möglichkeit, die letzteren widerstandsfähig für höhere Dampfspannungen als 8 Atmosphären herzustellen, wie wir bereits an neuen Lokomotiven sehen können.

Um die hohen Dampfspannungen in der hier dargestellten Weise der Berechnung zu unterziehen, sind einige kleine Abweichungen von der vorgezeichneten Form nöthig, und es wird deshalb dieser Gegenstand in vorliegender Nummer für sich behandelt.

Die hohen Füllungsgrade sind das Erste, was hier ausgeschlossen werden muss.

Mehr als $\frac{3}{4}$ Füllung zu geben, würde, wie die Rechnung erkennen lässt, mit Nachtheilen verknüpft sein. Es soll übrigens auch $\frac{3}{4}$ Füllung nicht konstant angewendet werden, sondern die Maschine muss derart konstruirt sein, dass Füllungen von $\frac{2}{3}$ und $\frac{3}{4}$ nur zeitweilig zu Ueberwindung der bedeutendsten Hindernisse nöthig werden. Es beginnt deshalb die in dieser Nummer unter $I_{(a)}$ aufgeführte Tabelle mit $\frac{3}{4}$ Füllung und führt, der Tabelle I analog, bis auf $\frac{1}{12}$ Füllung.

Die Anfangsspannungen sind 8 Atmosphären, $8\frac{1}{2}$, 9, $9\frac{1}{2}$ und 10.

Hierzu gehörig ist noch die Tabelle $VI_{(a)}$ berechnet.

Dieselbe bringt nach dem Muster der Tabelle VI die zu Anfangsspannungen von 8 bis 10 Atmosphären gehörigen Drücke auf 1 Quadratzoll, die Dampfgewichte und Dampftemperaturen.

Ferner sind die Produkte $ns\sigma$ für die Werthe von $ns = 200$ bis $ns = 410$ angegeben. Hierbei sind die Intervalle, in denen ns fortschreitet, grösser gewählt, als auf Tabelle VI.

Die Anwendung dieser beiden Tabellen $I_{(a)}$ und $VI_{(a)}$ bietet, wie sich leicht erkennen lässt, nichts Abweichendes von dem Rechnen mit den Tabellen I und VI.

Es tritt erst eine kleine Modifikation ein, sobald man sich der Tabelle VII zur Berechnung des Dampfverlustgliedes x bedienen will.

In Nummer IV wurde angegeben, dass der Werth xD auf Tabelle VII für diejenigen Leitzahlen $ns\sigma$, welche grösser als 33 sind, durch Anwendung der unter jeder Vertikalreihe angegebenen Differenz für ein Intervall bestimmt wird, und hierbei vorausgesetzt, dass die vorkommenden Produkte $ns\sigma$ die Zahl 33 nicht sehr bedeutend übertreffen.

Diese Voraussetzung ist hier nicht mehr zulässig, wie ein Blick auf die Tabelle $VI_{(a)}$ zeigt.

Es wird daher nöthig, folgender Massen vorzugehen, um sich der Tabelle VII auch für hohe Spannungen und grosse Kolbengeschwindigkeiten zu bedienen:

Die auf Seite 26 angegebene Bedeutung der Werthe auf Tabelle VII, nämlich

$$x D = \frac{a q \sqrt{k}}{n s \sigma}$$

lässt leicht erkennen, wie man aus den aufgeführten Zahlen die Werthe $x D$ berechnen kann, wenn dieselben für hohe Werthe des Produktes $n s \sigma$ gesucht werden.

Ist z. B. für ($k = 70$; $n s \sigma = 31$)

$$x D = 0,270,$$

so ist nach der obigen Formel für ein Produkt

$$n s \sigma = 62 = 2 \times 31$$

alsdann

$$x D = \frac{a q \sqrt{k}}{2 \times n s \sigma}$$

$$= \frac{0,270}{2} = 0,135 \text{ der gesuchte Werth.}$$

Man erkennt aus diesem Beispiel das Verfahren, welches man einzuschlagen hat, um die Tabelle VII beliebig verlängert zu erhalten.

Für jeden vorkommenden Fall eines hohen Produktes $n s \sigma$ sucht man unter den Leitzahlen 4 bis 33 diejenige heraus, welche genau oder nahezu ein Faktor des gegebenen Werthes von $n s \sigma$ ist, notirt den zugehörigen Tabellenwerth $x D$, und dividirt ihn durch den anderen Faktor.

Der einfachere Fall ist, dass sich die Charakteristik k noch auf Tabelle VII vorfinde.

Dies fände z. B. statt für 10 Atmosphären Anfangsspannung und $\frac{1}{3}$ Füllung. Hierfür ist nach Tabelle I_(a)

$$z = 0,00487; k = 85.$$

Ist ferner das Produkt $n s = 260$, so ist nach Tabelle VI_(a) für ($p = 10$; $n s = 260$)

$$n s \sigma = 83,64.$$

Jetzt ist auf Tabelle VII für ($n s \sigma = 84$; $k = 85$)

$x D$ zu suchen.

Nach dem Obigen zerfällt man das Produkt $ns\sigma = 84$ in 2 Faktoren, von denen einer zwischen 4 und 33 liegt. Dies wäre in diesem Falle

$$84 = 4 \times 21.$$

Nach Tabelle VII ist für ($ns\sigma = 21$; $k = 85$)

$$xD = 0,439; \text{ folglich}$$

für ($ns\sigma = 4 \times 21$; $k = 85$)

$$xD = \frac{0,439}{4} = 0,110 \text{ der gesuchte Werth.}$$

Das gleiche Resultat hätte man bekommen, wenn 84 in die zwei Faktoren 6×14 zerfällt worden wäre.

Es ist dann für ($ns\sigma = 14$; $k = 85$)

$$xD = 0,658; \text{ folglich}$$

für ($ns\sigma = 6 \times 14$; $k = 85$)

$$xD = \frac{0,658}{6} = 0,110 \text{ der gesuchte Werth.}$$

Tritt aber der Fall ein, dass auch der Werth von k nicht mehr auf Tabelle VII vorkommt, so hat man so zu verfahren, wie es das nächste Beispiel zeigt.

Für die vorige Annahme, nämlich $p = 10$ Atmosphären, $ns = 260$, betrage der Füllungsgrad $\frac{2}{3}$.

Dann ist nach Tabelle $I_{(a)}$

$$\underline{z = 0,00652; k = 110.}$$

Auf Tabelle $VI_{(a)}$ ist wie schon angeführt

$$ns\sigma = 83,64.$$

Man beginnt wiederum mit dem Zerfällen von 84 in die passenden 2 Faktoren, also in

$$4 \times 21,$$

und bestimmt zuvörderst xD für ($ns\sigma = 21$ und $k = 110$)

Für $(n s \sigma = 21 \text{ und } k = 90)$ ist $x D = 0,452$;
 für $(n s \sigma = 21 \text{ und } k = 85)$ ist $x D = 0,439$
 Differenz $= 0,013$

Zwischen 90 und 110 sind 4 Intervalle, jedes von 5 Einheiten;
 daher hat man die obige Differenz 0,013 4mal zu nehmen und dieses
 Produkt zu $x D$ für 90 zu addiren, um $x D$ für 110 zu erhalten.

Dies gibt

$$\begin{array}{r} 0,013 \times 4 = 0,052 \\ + 0,452 \\ \hline 0,504 = x D \text{ für } (n s \sigma = 21; k = 110). \end{array}$$

Hieraus berechnet sich der gesuchte Werth für $(n s \sigma = 84$;
 $k = 110)$ nach dem Früheren wie folgt.

Für $(n s \sigma = 4 \times 21; k = 110)$ ist

$$x D = \frac{0,504}{4} = 0,126 \text{ der gesuchte Werth.}$$

Die folgenden zwei Beispiele von Konsumberechnungen für
 Lokomotiven dienen zur Anwendung der in dieser Nummer aufge-
 führten zwei Tabellen $I_{(a)}$ und $VI_{(a)}$.

1. Die Hauptdimensionen einer Lastzuglokomotiv - Maschine
 sind folgende :

$$\text{Zylinderdurchmesser} = 16 \text{ Zoll} = \frac{4}{3} \text{ Fuss.}$$

$$\text{Hublänge} = 2 \text{ Fuss.}$$

$$\text{Durchmesser der Triebräder} = 4 \text{ Fuss.}$$

Die Anfangsspannung im Zylinder betrage 8 Atmosphären. Der
 Füllungsgrad ist für die horizontale Bahn $\frac{5}{12}$ Füllung. Hierbei
 beträgt die Geschwindigkeit 4 Meilen pr. 1 Stunde. Es soll der
 Dampfverbrauch dieser Lokomotive pr. 1 Meile horizontaler Bahn
 berechnet werden.

Zuerst ist es erforderlich, die Anzahl der Kolbenspiele zu
 kennen, welche in 1 Minute bei der angegebenen Geschwindigkeit
 geschehen.

Eine Meile wird berechnet zu 24000 Fuss; es werden folglich,
 da 4 Meilen in 1 Stunde zurückzulegen sind, in

$$1 \text{ Minute } \frac{4 \times 24000}{60} = 1600 \text{ Fuss durchlaufen.}$$

Umgekehrt sind zu 1 Meile 15 Minuten erforderlich. Aus dem Durchmesser des Triebrades von 4 Fuss ergibt sich dessen Periferie zu 12,57 Fuss; mithin ist die Zahl der Radumdrehungen in 1 Minute

$$n = \frac{1600}{12,57} = 127.$$

Daher das Produkt aus Hublänge in Umdrehungszahl pr. 1 Minute in runder Zahl

$$ns = 250.$$

Nach Tabelle VI_(a) ist für ($p = 8$ Atmosphären; $ns = 250$)

$$ns\sigma = 66,10;$$

da ferner $D = 16$ Zoll, so ist $O = 200$ Quadratzoll;

$$\text{daher } \frac{2}{9000} \text{ } ns\sigma = a = 2,94.$$

Die Werthe von Tabelle I_(a) für $\left(\frac{s'}{s} = \frac{5}{12}; p = 8 \text{ Atm.}\right)$ sind

$$z = 0,00425; k = 75; A = 0,467; -C = -0,014$$

Nach Tabelle VII für ($ns\sigma = 2 \times 33; k = 75$) ist

$$x D = \frac{0,262}{2} = 0,131; \text{ folglich}$$

$$\frac{x D}{D} = 0,131 : \frac{4}{3}$$

$$\frac{0,393}{0,393}$$

$$x = 0,098$$

$$A = 0,467$$

$$\frac{0,565}{0,565}$$

$$-C = -0,014$$

Parenthese $= 0,551$; dies multipliziert mit a :

$$0,551 \times 2,94 = 1,62 = S, \text{ das pr. 1 Sekunde in 1 Zylinder verbrauchte Dampfgewicht.}$$

Da 1 Meile in 15 Minuten zurückgelegt wird, so ist der Dampfverbrauch für 2 Zylinder

$$1,62 \times 60 \times 15 \times 2 = 2916 \text{ Pfund Dampf pr. 1 Meile.}$$

2. Eine Personenzug-Lokomotive soll auf der Horizontalen 10 Meilen in 1 Stunde zurücklegen.

Der Durchmesser des Triebrades	=	$6\frac{1}{2}$	Fuss.
Zylinderdurchmesser	=	$16\frac{1}{2}$	Zoll.
Kolbenhub	=	2	Fuss.
Füllungsgrad	=	$\frac{1}{4}$	Füllung.
Anfangsspannung im Zylinder .	=	9,5	Atmosphären.

Der in 1 Minute zurückzulegende Weg ist

$\frac{10 \times 24000}{60} = 4000$ Fuss; hieraus mittels Division durch den Umfang des Triebrades gibt Umdrehungen pr. 1 Minute

$$n = \frac{4000}{20,4} = 196, \text{ folglich}$$

$$ns = 390 \text{ in runder Zahl.}$$

Nach Tabelle VI_(a) ist für ($p = 9,5$ Atm.; $ns = 390$)

$$ns\sigma = 120 = 4 \times 30.$$

$$D = 16\frac{1}{2} \text{ Zoll entspricht}$$

$$O = 210 \text{ Quadratzoll; daher}$$

$$\frac{2}{9000} O ns\sigma = a = 5,6.$$

Auf Tabelle I_(a) sind die auf den Dampfverbrauch bezüglichen Werthe für $\left(p = 9,5; \frac{s'}{s} = \frac{1}{4}\right)$

$$\underline{k = 65; A = 0,300; - C = -0,011.}$$

$$ns\sigma = 120; D = \frac{4}{3}; a = 5,6.$$

Nach Tabelle VII ist für ($ns\sigma = 4 \times 30$; $k = 65$)

$$xD = \frac{0,269}{4} = 0,067$$

$$0,067 : \frac{4}{3}$$

$$\hline 0,201$$

$$x = 0,050$$

$$A = 0,300$$

$$\hline 0,350$$

$$- C = - 0,011$$

Parenthese = $\frac{0,339}{0,339}$; dies multipliziert mit a:

$$S = 0,339 \times 5,6 = 1,9 \text{ Pfd. Dampf pr. 1 Sek. in 1 Zylinder.}$$

Da 10 Meilen in 1 Stunde zurückgelegt werden sollen, so entfallen auf 1 Meile 6 Minuten; folglich ist der Dampfverbrauch dieser Lokomotive

$$1,9 \times 2 \times 60 \times 6 = 1368 \text{ Pfund Dampf pr. 1 Meile.}$$



VII.

Kondensations-Maschinen nach Tabelle II.

Das Charakteristische der Kondensationsmaschinen basirt auf der Eigenschaft des Wasserdampfes, durch Berührung mit kalten Oberflächen zum grössten Antheil seine Dampfform zu verlieren und sich tropfbarflüssig niederzuschlagen. Geschieht dieser Vorgang in einem geschlossenen Raume, dem Kondenser, welcher mit dem Auspuffdampfe der Maschine, oder was dasselbe ist, mit dem Vorderdampfe am Kolben in Kommunikation steht, so wird durch die bedeutende Volumenreduktion von dem gasförmigen Zustande in den tropfbarflüssigen die Spannung in dem Kondenser bedeutend unter die Spannung der äusseren Atmosphäre herabgedrückt, folglich der die effektive Leistung vermindernde Gegendruck des Vorderdampfes möglichst reduzirt.

Diese Eigenschaft eines koërziblen Gases, d. h. eines solchen, welches durch die uns zu Gebote stehenden Verdichtungsmittel in tropfbarer Form niederzuschlagen ist, befähigt dasselbe ganz besonders zum Betriebe von Kraftmaschinen. Eine wie immer geartete Maschine kann durch die Expansivkraft eines Gases nur vortheilhafter Weise bewegt werden vermöge der Differenz zwischen den Spannungen, welche zu beiden Seiten eines dicht dahingleitenden Kolbens statthaben.

Durch das Annulliren der Spannung vor dem Kolben, was nur mittelst einer Kondensation des die Bewegung herbeiführenden Gases möglich ist, vergrössert sich die wirksame Druckdifferenz, ohne dass dabei ein weiterer Aufwand von Wärme erforderlich wird.

Hierin liegt der Hauptwerth der Verwendung des wohlfeilsten koërziblen Gases, des Wasserdampfes, zur Umsetzung der

Wärme in mechanische Arbeit, auf diese Eigenschaft allein ist sogar die ganze Verwendung ursprünglich gegründet.

Das spätere Hinzukommen der Anwendung hoher Spannungen konnte wohl die Kondensation der abgehenden Dämpfe entbehrlich machen, ohne jedoch ihre Vortheile zu verringern.

Aehnliche günstige Ergebnisse bei der Anwendung eines andern, nicht koërziblen Gases, z. B. der atmosphärischen Luft, zur Krafterzeugung zu erzielen, wie sie bei Anwendung des Wasserdampfes erreichbar sind, dürfte wohl noch unter die Unwahrscheinlichkeiten gezählt werden. Die anfänglich mit vielen Versprechungen angepriesenen Erfolge der mit heisser Luft betriebenen sogenannten kalorischen Maschinen haben sich bei näherer Untersuchung nur in sehr beschränkten Grenzen bewahrheitet, und die neuest auftauchenden Konstruktionen derselben nehmen doch nur wieder zur Anwendung überhitzter Wasserdämpfe ihre Zuflucht, und sind wenig Anderes, als gut zusammengestellte Dampf-Expansionsmaschinen, die mit hohen Spannungen arbeiten, somit auch die Vortheile dieser letzteren gewähren. Die Eigenthümlichkeiten dieser neueren kalorischen Maschinen beruhen in einer vortheilhaften Uebertragung der auf dem Roste erzeugten Wärme an die expandirenden Gase, und die bei ihnen gemachten Erfahrungen in diesem Fache können jedenfalls nur zu schätzbaren Fortschritten in dem Wesen der Dampferzeugung dienen, ohne indess noch Aussicht zu bieten, die Dampfverwendung zurück zu drängen.

Die letztere wird bei richtigem Verständniss allzeit Vortheile gewähren, die durch keine ihrer Umgehungen *in summa* zu erreichen sind, und das lebhafte Interesse, welches andere Erfindungen wachgerufen, hat ausser in dem Reize der Neuheit auch noch darin seinen Grund, dass man sich stellenweise gewöhnt hatte, die Dampfmaschine mit einer gewissen Oberflächlichkeit zu betrachten und zu behandeln.

Bei der Kondensationsmaschine muss das abfliessende Kondensationswasser möglichst kalt sein, dann existirt in dem Kondenser wenig Gegendruck, folglich wenig Hinderniss der Kolbenbewegung vermöge der geringen Spannung des Vorderdampfes.

Im Mittel kann man annehmen, dass bei einer richtigen Kondensationsvorrichtung und dem nöthigen Kondensationswasser die Spannung im Kondenser bis auf circa $\frac{1}{6}$ Atmosphäre herab gestimmt wird.

Diese Annahme ist auch den hierher gehörigen Berechnungen der Tabelle II nahezu zu Grunde gelegt worden; es ist daselbst im Durchschnitt und bei allen Werthen vorausgesetzt, dass die Spannung im Kondenser dargestellt werde durch die Angabe des Vakumeters als zu 24 pariser Zoll Luftleere. Diese letztere wird, wie man sich durch Beobachtung überzeugen kann, nicht immer eintreten, und es ist aus diesem Grunde auf Tabelle II noch eine Zusammenstellung von Korrekptionsbrüchen angegeben, welche von den Tabellenwerthen abzuziehen oder hinzu zu addiren sind, wenn der Vakumeterstand am Kondenser von 24 pariser Zollen abweicht.

Für Vakumeterstände unter 24 Zoll tritt eine Verminderung der effektiven Leistung der Maschine gegen den mittleren von 24 Zoll ein; desshalb sind die Korrekptionsbrüche für die Stände von 17 bis 23 Zoll negativ, und werden von den Tabellenwerthen in Abzug gebracht. Sie treten ganz in derselben Weise auf wie die Korrekptionsbrüche auf Tabelle I.

Bezeichnet man auch diese auf Tabelle II mit q , so ist für Vakumeterstände von 17 bis 23 Zoll

$$z - q = z' \text{ und}$$

nach (1) $N = O n s \times z'$ Pferdekkräfte.

Für höhere Vakumeterstände als 24 Zoll, nämlich für 25, 26 und 27 Zoll werden die Korrekptionsbrüche additiv, d. h. die effektive Leistung der Maschine vergrößert sich nach Massgabe der höheren Luftleere im Kondenser.

Nach diesem wird der korrigirte Tabellenwerth z' :

$$z' = z + q$$

und natürlich wiederum

$$N = O n s \times z' \text{ Pferdekkräfte.}$$

Zur Berechnung einer neuen Maschine kann man den mittleren Vakumeterstand von 24 Zoll festhalten und die Tabellenwerthe z ohne Korrektion anwenden, sobald man voraus sieht, dass diese Luftleere auch vermöge des zur Verfügung stehenden Kondensationswassers zu erzielen sein wird. Beim Nachrechnen einer bestehenden Maschine ist es jedoch erforderlich, den Vakumeterstand

zu beobachten und die Korrektur des Werthes z in der angedeuteten Weise vorzunehmen.

Im Uebrigen bietet Tabelle II nur noch den kleinen Unterschied gegen Tabelle I, dass in der Formel für den Dampfverbrauch pr. 1 Sekunde in der Parenthese das subtraktive Glied, welches durch die Kompression herbeigeführt wurde, vernachlässigt worden ist, da die mit dem Kondenser korrespondirenden Dämpfe von so niedriger Spannung sein sollen, dass sie selbst in dem durch die Schiebersteuerung herbeigeführten komprimierten Zustande kein erhebliches Gewicht besitzen.

Die Ausführung der hier aufgenommenen Beispiele in der Benutzung der Tabelle II geschieht ganz, wie es für Tabelle I gezeigt worden ist.

1. Eine Kondensationsmaschine mit 21 Zoll Zylinderdurchmesser und 4 Fuss Hub, welche bei einer Anfangsspannung von 4 Atmosphären mit $\frac{1}{4}$ Füllung arbeitet, und 30 Spiele in 1 Minute machen soll, ist zu berechnen nach ihrer effektiven Leistung, ihrem Dampfverbrauch pr. 1 Sekunde und ihrem Konsumverhältniss pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft — unter der Voraussetzung, dass der Vakuumeterstand am Kondenser 24 pariser Zoll betrage.

Für 21 Zoll Durchmesser ist

$$O = 340 \text{ Quadrat Zoll.}$$

$n = 30$; $s = 4$ Fuss; daher $ns = 120$; folglich

$$O ns = 40800.$$

Auf Tabelle II für $\left(\frac{s'}{s} = \frac{1}{4}; p = 4 \text{ Atmosf.}\right)$:

$$\underline{z = 0,00168; k = 30; A = 0,300.}$$

$$D = 21 \text{ Zoll} = \frac{7}{4} \text{ Fuss.}$$

Für ($ns = 120$; $p = 4$ Atmosf.) ist $ns\sigma = 16,6$ (Tabelle VI). Hieraus der Koeffizient vor der Parenthese in dem Werthe für S :

$$a = 1,243.$$

Berechnung:

$$\text{Ons} \times z = \frac{40800}{408} \times 0,00168 = \underline{\underline{69 \text{ Pferdekraft.}}}$$

$$\begin{array}{r} 245 \\ 33 \\ \hline 686 \end{array}$$

$$\frac{x_D}{D} = \frac{0,322}{1,288} : \frac{7}{4}$$

$$\begin{array}{r} 0,184 \\ \hline \end{array}$$

$$A = \frac{0,300}{0,484} \times 1,243$$

$$\begin{array}{r} 484 \\ 97 \\ 19 \\ 1 \end{array}$$

$S = 0,601$ Pfund Dampf pr. 1 Sekunde, woraus

$K = 31$ Pfund Dampf pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft.

2. Dieselbe Maschine arbeitet mit der gleichen Umdrehungszahl von 30 pr. 1 Minute, bei einer Anfangsspannung von 3 Atmosphären mit $\frac{1}{3}$ Füllung und der Vakumeter zeigt 20 pariser Zoll Luftleere.

Tabelle II:

$$\underline{z = 0,00146; K = 26; A = 0,383}$$

Korrektionsbruch für 20 Zoll Luftleere $q = - 0,000154$;
daher

$$\underline{z' = 0,00131; K' = 24; A = 0,383.}$$

$$ns\sigma = 12,67; D = \frac{7}{4}; a = 0,951.$$

Berechnung:

$$\text{Ons} \times z' = \frac{40800}{408} \times 0,00131 = \underline{\underline{53 \text{ Pferdekraft.}}}$$

$$\begin{array}{r} 122 \\ 4 \\ \hline 534 \end{array}$$

$$\frac{x D}{D} = \frac{0,377}{1,508} : \frac{7}{4}$$

$$x = \frac{0,215}{0,383}$$

$$A = \frac{0,598}{5382}$$

$$\times 0,951 = \underline{\underline{0,569 = S.}}$$

$$299$$

$$6$$

$$\frac{5687}{569} \times 36$$

$$1707$$

$$3414$$

$$20484 : 53 = \underline{\underline{K = 39 \text{ Pfund Dampf pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft.}}}$$

Als Beispiel dafür, welches günstige Konsumverhältniss eine einfache Kondensationsmaschine zu geben befähigt ist, wenn sie unter den richtigen Verhältnissen arbeitet, diene folgendes:

3. Zylinderdurchmesser 30 Zoll; Hub 5 Fuss; Umdrehungszahl 28 pr. 1 Minute.

Anfangsspannung 5 Atmosphären; Füllungsgrad $\frac{1}{6}$; Vakometerstand 24 par. Zoll.

Für 30 Zoll Durchmesser ist $O = 700$; ferner ist $n s = 140$, daher

$$O n s = 98000.$$

Tabelle II

$$\underline{z = 0,00160; k = 30; A = 0,217.}$$

$$D = \frac{5}{2}; \quad n s \sigma = 23,87; \quad a = 3,71$$

$$O n s \times z = \frac{98000}{98} \times 0,0016 = 157 \text{ Pferdekraft}$$

$$59$$

$$157$$

$$\begin{array}{rcl}
 \frac{x D}{D} & = & 0,228 : \frac{5}{2} \\
 & & \underline{0,456} \\
 x & = & 0,091 \\
 A & = & 0,217 \\
 & & \underline{0,308} \times 371 = \underline{1,143 \text{ Pfund pr. 1 Sek.}} \\
 & & 924 \\
 & & 216 \\
 & & 3 \\
 & & \underline{1,143} = S \\
 & & 3429 (\times 36) \\
 & & 6858 \\
 & & \underline{41148} : 157 = \underline{k = 26 \text{ Pfd. Dampf pr. 1 Stunde}} \\
 & & 974 \qquad \qquad \text{und 1 Pferdekraft.}
 \end{array}$$

Dieses Konsumverhältniss von 26 Pfund Dampf pr. 1 Stunde und Pferdekraft muss, da namentlich die Maschine nur mittlerer Grösse, auch die Anfangsspannung von 5 Atmosphären total keine sehr hohe zu nennen ist, als ein sehr vortheilhaftes bezeichnet werden. Man ist gewöhnt, das Konsumverhältniss in verbrauchtem Brennmaterial auszudrücken, wobei die Güte der Kohle, d. h. wie viele Pfunde Dampf durch Verbrennung von 1 Pfund Kohle gewonnen werden, bestimmt sein muss. Setzt man in vorliegendem Falle, dass 1 Pfund Kohle 5,5 Pfund Dampf erzeugt, so arbeitet die Maschine mit einem Brennmaterialaufwand von

$$\frac{26}{5,5} = 4\frac{3}{4} \text{ Pfund Kohle pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft.}$$

4. Das jetzige Beispiel soll dienen, um zu zeigen, wie vermittels der Tabellen die für ein lokales Vorkommniss richtige Konstruktionsform zu finden ist.

Die Maschine eines kleinen Flussdampfschiffes hat zwei Zylinder, jeden von 20 Zoll Durchmesser bei 26 Zoll Hub; die Anfangsspannung im Zylinder beträgt 1,5 Atmosphären total, wenn das Schiff sich in voller Geschwindigkeit befindet, und die Schaufelradwelle macht alsdann 40 Umdrehungen in 1 Minute. Die Steuerung ist derart, dass sie eine konstante Füllung von $\frac{7}{12}$ des Hubes bewirkt.

Da im Kessel eine absolute Spannung von 2,5 Atmosphären zulässig ist, so fragt es sich, welchen Vorthail man in Beziehung auf Dampfverbrauch erzielt hätte, wenn man im Zylinder eine Anfangsspannung von 2 Atmosphären verwendet hätte, und daher, um dieselbe Leistung zu erhalten, den Zylinderdurchmesser um das Entsprechende reduziert.

Ausführung nach der ersten Angabe:

20 Zoll Durchmesser entspricht $O = 310$ Quadratzoll.

$$s = \frac{13}{6} \text{ Fuss; } n = 40; \text{ daher } ns = 85.$$

$$O ns = 26350.$$

$$\text{Tabelle II für } \left(p = 1,5; \frac{s'}{s} = \frac{7}{12} \right)$$

$$z = 0,000845; k = 16; A = 0,633.$$

Für $ns = 85$ gibt Tabelle VI den Werth $ns\sigma$ nicht an, man muss ihn folglich durch Multiplikation von σ für 1,5 Atmosphären mit 85 finden.

$$\begin{array}{r} \sigma \times 85 = 0,05504 \times 85 = 4,68 = ns\sigma \\ \hline 44032 \\ 27520 \\ \hline 467840 \end{array}$$

folglich

$$\frac{2}{9000} \times 310 \times 4,68 = 0,322 = a$$

Berechnung:

$$\begin{array}{r} O ns \times z = 26350 \times 0,000845 = 22 \text{ Pferdekraft für 1 Zylinder.} \\ \hline 21080 \\ 1054 \\ 131 \\ \hline 22265 \end{array}$$

$$D = 1\frac{2}{3} = \frac{5}{3} \text{ Fuss. Tabelle VII für } (ns\sigma = 5; k = 16)$$

$$\frac{x D}{D} = 0,800 : \frac{5}{3}$$

$$x = \frac{2,400}{0,480}$$

$$A = 0,633$$

$$\frac{1,113}{3339} \times 0,322 = \underline{\underline{0,358}} = S \text{ für 1 Zylinder.}$$

$$223$$

$$22$$

$$\underline{3584}$$

Die effektive Leistung der gekuppelten Maschine beträgt sonach 44 Pferdekraft, wenn im Kondenser 24 pariser Zoll Luftleere sind, und der Dampfverbrauch pr. 1 Sekunde ist $2 S = 0,716$ Pfund. Dies führt auf ein Konsumverhältniss von 60 Pfund Dampf pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft; mithin für 44 Pferdekraft und eine tägliche Fahrt von 6 Stunden auf ein tägliches Dampfkonsom von

$$60 \times 44 \times 6 = 15840 \text{ Pfund Dampf.}$$

Rechnet man jetzt zum Vergleiche die Maschine für 2 Atmosphären Anfangsspannung im Zylinder, so kommt für $N = 22$ Pferdekraft, und denselben Füllungsgrad von $\frac{7}{12}$, folglich nach Tabelle II:

$$z = 0,00122$$

$$O n s = \frac{N}{z} = \frac{22 : 0,00122}{980} = 18033$$

$$400$$

$$\underline{340}$$

In diesem $O n s$ 18033 ist nur n zu 40 vorgeschrieben, folglich $O \times s = 18033 : 40 = 451$.

Setzt man jetzt $s = 2\frac{1}{4}$ Fuss, dann ist $O = 200$ □Zoll und folglich $D = 16$ Zoll $= \frac{4}{3}$ Fuss.

Die Zylinderdimensionen sind daher bei 2 absoluten Atmosphären Anfangsspannung, derselben effektiven Leistung, Umdrehungszahl und gleichem Füllungsgrade wie bei dem ersten Falle, jetzt

Zylinderdurchmesser 16 Zoll	} anstatt	20 Zoll	} bei 1,5 Atmosphären.
Hublänge 27 "		26 "	

Berechnung des Dampfverbrauches:

Tabelle II:

$$z = 0,00122; k = 22; A = 0,633.$$

$$ns = 90; ns\sigma = 6,49; D = \frac{4}{3}; a = 0,288.$$

$$\frac{x D}{D} = 0,782 : \frac{4}{3}$$

$$\frac{2346}{}$$

$$x = 0,586$$

$$A = 0,633$$

$$\frac{1,219}{2438} \times 0,288 = \underline{\underline{0,351}} = S \text{ für 1 Zylinder}$$

$$975$$

$$97$$

$$\underline{\underline{3510}}$$

mithin für beide Zylinder

$$2 S = 0,702 \text{ Pfund Dampf pr. 1 Sekunde.}$$

Dies entspricht einem Konsumverhältniss von 57 Pfund pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft.

Daraus wiederum für die sechsstündige tägliche Fahrt

$$57 \times 44 \times 6 = 15048 \text{ Pfund Dampf.}$$

Dies in Vergleichung gestellt mit den oben erhaltenen 15840 Pfund täglichen Dampfverbrauches, gibt das Resultat, dass die kleinere Maschine um 5% ökonomischer arbeitet, als die grössere.

Würde man endlich die zur Verfügung stehenden 2,5 absoluten Atmosphären ganz ausnutzen und die Steuerung auf $\frac{1}{3}$ Füllung konstruieren, so stellt sich der Dampfverbrauch folgender Massen heraus:

Tabelle II für $\left(p = 2,5; \frac{s'}{s} = \frac{1}{3}\right)$

$$z = 0,00117; k = 20; A = 0,383.$$

$$\text{Demnach } On s = \frac{N}{z} = \frac{22}{0,00117} = 18800$$

$$\frac{1030}{940}$$

woraus $O \times s = 18800 : 40 = 470$, und bei demselben Zylinderdurchmesser der zweiten Berechnung von 16 Zoll, daher $O = 200$, wird $s = 2,35$ Fuss, oder rundweg

$$s = 2\frac{1}{3} \text{ Fuss.}$$

$$\text{demnach } ns = 40 \times \frac{7}{3} = 90.$$

$$ns\sigma = 8,00;$$

$$a = 0,355.$$

Berechnung :

$$\frac{x D}{D} = 0,559 : \frac{4}{3}$$

$$x = \frac{1677}{4}$$

$$A = 0,383$$

$$\frac{0,802}{2406} \times 0,355 = S = 0,284 \text{ Pfund für 1 Zylinder.}$$

$$401$$

$$40$$

$$\frac{2847}{44}$$

Hieraus folgt ein Konsumverhältniss von

$$\frac{2 S \times 3600}{44} = k = 47 \text{ Pfund Dampf pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft.}$$

Der tägliche Dampfverbrauch stellt sich dann auf

$$47 \times 44 \times 6 = 12408 \text{ Pfund.}$$

Dieses Endergebniss mit jenem der in diesem Beispiel zuerst berechneten Maschine verglichen, ergibt folglich :

Wenn 2,5 absolute Atmosphären zur Verfügung stehen, man aber vermöge eines Zylinders von 20 Zoll Durchmesser bei 26 Zoll

Hub und $\frac{7}{12}$ Füllung nur 1,5 Atmosphären bei der verlangten

Leistung im Zylinder zulassen kann, so stellt sich ein täglicher Dampfverbrauch von 15840 Pfund heraus. Benutzt man hingegen die vollen 2,5 absoluten Atmosphären in einer Maschine mit 16zölligen

Zylindern, 28 Zoll Hub und $\frac{1}{3}$ Füllung, so ist der Dampfverbrauch

bei täglicher 6stündiger Fahrt 12408 Pfund. Die kleinere Maschine mit niedrigerem Füllungsgrade arbeitet sonach um 28% ökonomisch günstiger als die grössere Maschine.

Nimmt man eine Verdampfkraft der Kohle von 5 Pfund Dampf auf 1 Pfund Kohle an, so ist der 6stündige Kohlenbedarf für die grösseren Zylinder:

$$\frac{15840}{5} = 3168 \text{ Pfund,}$$

für die kleineren Zylinder

$$\frac{12408}{5} = 2482 \text{ Pfund.}$$

Wären endlich die lokalen Verhältnisse derart, dass man wegen vorhandener Stromschnellen zeitweilig die Geschwindigkeit der Maschinenwelle bedeutend erhöhen müsste, so kann dies geschehen, indem man bei 2,5 Atmosphären den Füllungsgrad von $\frac{1}{3}$ erhöht, und statt dessen nahezu volle Füllung des Zylinders gibt. Auf diese Weise kann man mittels einer verstellbaren Expansionssteuerung die Leistung für eine Zeit vergrössern, und für den normalen Gang beträchtlich vorteilhafter arbeiten, als es eine Maschine mit der früher betrachteten unverstellbaren Expansion und grösserem Zylinder zulässt.

Allerdings ist hierbei wiederum erst der Dampfverbrauch ins Auge zu fassen. Dieser ist hier nicht absolut scharf (ohne die Anzahl der Spiele während der Stromschnelle beobachtet oder berechnet zu haben) auszudrücken, wohl aber das Verhältniss des Dampfverbrauches in beiden Fällen zu einander.

Der erste Fall ist, dass man der grösseren Maschine mit 20 Zoll Durchmesser, $2\frac{1}{6}$ Fuss Hub und fixer Expansionssteuerung mit $\frac{1}{12}$ Füllung volle 2 Atmosphären als Anfangsspannung zuführt. Sie wird dann eine gewisse Anzahl Umdrehungen machen, die mehr beträgt als 40.

Für die gleiche Anzahl (die man annehmen kann), rechnet man alsdann die andere Maschine mit 16 Zoll Durchmesser, $2\frac{1}{3}$ Fuss Hub, 2,5 Atmosphären und $\frac{5}{6}$ Füllung.

1. Fall: angenommene Umdrehungszahl 70.

$$D = 1\frac{2}{3} \text{ Fuss}; O = 310; n = 70; s = \frac{13}{6}; ns = 150.$$

$$O ns = 46500.$$

$$ns\sigma = 10,82;$$

$$a = 0,744.$$

Tabelle II für $\left(\frac{s'}{s} = \frac{7}{12}; p = 2 \text{ Atmosphären}\right)$

$$z = 0,00122; k = 22; A = 0,633.$$

$$O ns \times z = \frac{46500}{465} \times 0,00122 = \underline{\underline{57 \text{ Pferdekraft.}}}$$

$$\begin{array}{r} 465 \\ 93 \\ 9 \\ \hline 567 \end{array}$$

$$\frac{x D}{D} = \frac{0,426}{1278} : \frac{5}{3}$$

$$x = 0,256$$

$$A = 0,633$$

$$\frac{0,889}{0,889} \times 0,744 = 0,661 = S$$

Berechnung von S für den

2. Fall.

$$D = \frac{4}{3} \text{ Fuss}; O = 200; n = 70; s = \frac{7}{3} \text{ Fuss}; ns = 165.$$

$$ns\sigma = 14,68;$$

$$a = 0,652.$$

$$O ns = 33000.$$

Tabelle II für $\left(\frac{5}{6} \text{ Füllung und } 2,5 \text{ Atmosphären}\right)$

$$z = 0,00175; k = 32; A = 0,883.$$

$$O ns \times z = 33000 \times 0,00175 = \underline{\underline{58 \text{ Pferdekraft.}}}$$

$$\frac{x D}{D} = \frac{0,377}{1131} : \frac{4}{3}$$

$$0,283$$

$$A = 0,883$$

$$\frac{1,166}{1,166} \times 0,652 = \underline{\underline{0,760 = S.}}$$

Wir sehen aus den beiden Resultaten von $S = 0,661$ und $S = 0,760$, die beide Maschinen bei gleicher Umdrehungszahl und gleichen Pferdekraften als ihre Dampfkonsumente pr. 1 Sekunde aufweisen, sobald man sie über ihren normalen Gang forcirt, dass diese beiden Werthe einander ziemlich nahe kommen; sind die Stromschnellen nicht zu lang und zu häufig, so wird der Unterschied im Dampfverbrauche während der Stromschnellen ein praktisch genommen sehr kleiner sein, und die Maschine mit kleinerem Zylinder und verstellbarer Steuerung keinen wesentlichen Nachtheil bieten, während sie für den normalen Gang die Maschine mit grösserem Zylinder und fixer Steuerung bedeutend in ökonomischer Beziehung übertrifft.



VIII.

Woolf'sche Maschinen nach den Tabellen III, IV, V.

Während bei den in den beiden vorhergehenden Nummern betrachteten einzilindrigen Maschinen mit und ohne Kondensation die expansionsweise Wirkung des Dampfes dadurch herbeigeführt wird, dass die Steuerungsvorrichtung der Maschine die Einrichtung hat, nur während eines gewissen Theiles des Kolbenhubes den Dampfzutritt in den Zylinder zu gestatten, — so haben die zweizilindrigen Expansionsmaschinen, die sogenannten Woolf'schen Maschinen, die Eigenthümlichkeit, dass dem sich expandirenden Dampfe dadurch Raum geschaffen wird, dass er aus dem Zylinder, in welchen er zuerst einströmte, in einen zweiten Zylinder übertritt, wo er ebenfalls wieder einen Kolben fortbewegt. Der Auspuffdampf des ersten, kleineren Zylinders, wirkt mithin als Einströmungsdampf für den zweiten, den grösseren Zylinder, der Woolf'schen Maschine, und tritt erst dann noch als Auspuffdampf des grössern Zylinders in den Kondensator über. Wir müssen die zweizilindrige Maschine als eine Vereinigung der beiden Systeme der Kondensation und Nichtkondensation ansehen, und finden auch in der That die Vortheile beider Systeme in der Woolf'schen Maschine geboten, und ihre Nachtheile zum grossen Theil vermieden, wesshalb auch das Woolf'sche System unter allen Dampfmaschinenkonstruktionen bis jetzt noch die günstigsten Ergebnisse liefert.

Fasst man die Wirkungsweise näher ins Auge, so stellt sich Folgendes heraus.

Angenommen, der kleine Zylinder werde während seines ganzen Kolbenhubes mit Kesseldampf gefüllt, so ist der Druck des Hinterdampfes daselbst konstant. Nach vollendetem Hube erfolgt der Uebertritt des den kleinen Zylinder füllenden Dampfes in den grossen Zylinder, und es dehnt sich sonach dieses selbe Dampfquantum während des Rückganges beider Kolben schliesslich in dem Verhältnisse aus, in welchem die Volumina beider Zylinder zu einander stehen. Hierdurch entsteht während dieses Rückganges für den kleinen Kolben ein variabler Vorderdampfdruck, für den grossen Kolben ein variabler Hinterdampfdruck. Diese beiden Drücke sind einander in jedem Momente gleich in der Intensität, und entgegengesetzt in der Richtung, so dass der erstere die Bewegung mit derselben Wirkung pr. 1 Quadratzoll hindert, wie der zweite sie hervorbringt, mithin der effektive Druck der Differenz der beiden Kolbenflächen proportional ist. Der Vorderdampfdruck des grossen Kolbens kann wieder, da er durch die Luftleere im Kondenser dargestellt wird, als konstant angesehen werden.

Wir haben sonach während eines Kolbenhinganges

- a) einen konstanten Hinterdampfdruck auf den kleinen Kolben;
- b) einen variablen Druck zwischen beiden Kolben, der als auf die Differenz der Kolbenflächen wirksam anzusehen ist;
- c) einen konstanten Vorderdampfdruck auf den grossen Kolben.

Hiervon befördern *a)* und *b)* und hindert *c)* die Bewegung der Maschine, und muss deshalb der letztere möglichst klein gehalten werden, d. h. man hat für möglichst gute Luftleere im Kondensator zu sorgen.

Es kann nun noch die Modifikation eintreten, dass in dem kleineren, dem Nichtkondensationszylinder, der Dampf nur bis zu einem gewissen Füllungsgrade einströme, durch den Rest des Hubes aber expansionsweise wirke.

Diess ändert im Principe nichts, sondern hat nur zur Folge, dass der unter *a)* aufgeführte konstante Hinterdampfdruck des kleinen Kolbens bezeichnet werden muss als

- a) ein variabler Hinterdampfdruck auf den kleinen Kolben.

Wir haben es hier also mit zwei Expansionsverhältnissen zu thun:

1. Das Expansionsverhältniss im kleinen Zylinder.
- 2 " " " zwischen beiden Zylindern.

Das 2. ist für eine jede Maschine konstant und durch die Hauptdimensionen beider Zylinder gegeben, das 1. kann für eine und dieselbe Maschine verschiedene Werthe annehmen.

Aus diesem Grunde ist es gerechtfertigt, nach dem konstanten Expansionsverhältniss zwischen beiden Zylindern, oder was dasselbe ist, nach ihrem Volumenverhältniss die Woolf'schen Maschinen in verschiedene Systeme einzutheilen, und innerhalb eines jeden so gewonnenen Systemes die Wirkungsweise des Dampfes nach den verschiedenen Füllungsgraden im kleinen Zylinder fortschreitend zu präzisiren.

In dieser Auffassung sind die Tabellen III, IV, V geordnet und gehören der Reihe nach

Tabelle III. für Woolf'sche Maschinen mit dem Volumenverhältniss der beiden Zylinder 1:3.

Tabelle IV. für Maschinen mit dem Volumenverhältniss der beiden Zylinder 1:4.

Tabelle V. für Maschinen mit dem Volumenverhältniss der beiden Zylinder 1:5.

Auf jeder der Tabellen sind wiederum oben horizontal die Füllungsgrade vorgeschrieben, die sich aber hier auf den kleinen Zylinder beziehen. Auf Tabelle III und IV nehmen die Füllungsgrade ab von 1,0 bei jeder Kolumne um 0,1; auf Tabelle V um $\frac{1}{8}$ des Hubes des kleinen Zylinders.

Wir bezeichnen mit

l den ganzen Hub des kleinen Zylinders,

l' die Hublänge während der Einströmung,

dann ist also

$$\frac{l'}{l} \text{ der Füllungsgrad im kleinen Zylinder.}$$

Vertikal abwärts schreiten die Tabellen fort nach den Anfangsspannungen in Atmosphären.

Die Tabellenwerthe z mit ihren nebengeschriebenen Charakteristiken k haben, nebst dem oberhalb jeder Vertikalkolumne angegebenen ersten Addenden A in der Parenthese des Ausdruckes für das pr. 1 Sekunde zu verdampfende Wasserquantum S, ganz dieselbe Bedeutung, wie bei den einzylindrigen Maschinen der Tabellen I und II.

Wiederum ist die effektive Leistung ausgedrückt durch

$$N = O n s \times z \text{ Pferdekkräfte.}$$

Hierin ist aber zu betrachten, dass das Produkt $O n s$ sich stets auf den grossen Zylinder bezieht, die verschiedenen Füllungsgrade bei jedem Systeme Woolf'scher Maschinen aber im kleinen Zylinder statt haben.

Es ist mithin $O n s$ zu bilden, indem man die Fläche in Quadrat-zollen des grossen Kolbens mit der Hublänge in Fussen des grossen Zylinders und mit der Umdrehungszahl pr. 1 Minute der Maschinenwelle multipliziert.

Zwei Modifikationen treten bei den Woolf'schen Maschinen in der Berechnung des Dampfverlustgliedes x in der Parenthese für S ein, wodurch sich die Berechnung dieses letzteren Werthes ein wenig von der bei einzylindrigen Maschinen unterscheidet.

Da nämlich, wie schon erwähnt, das Produkt $O n s$ dem grossen Zylinder angehört, und als solches der Parenthese in dem Ausdrucke für S vorgeschrieben ist, so müssen auch die Dampfverluste, welche doch im kleinen Zylinder stattfinden, auf den grossen Zylinder reduziert werden. Diess geschieht durch Einführung der Relationen

1. des Volumenverhältnisses der beiden Zylinder,
2. des Verhältnisses ihrer Hublängen.

Das 1. wird dadurch herbeigeführt, dass man das Dampfverlustglied $\frac{x D}{D}$ mit einer beigeschriebenen Zahl multipliziert, welche der Quadratwurzel aus der Volumenverhältnisszahl gleich kommt. Es heisst daher das Dampfverlustglied in der Formel für S :

für Tabelle III: $1,73 \frac{x D}{D}$; weil (nahezu) $\sqrt{3} = 1,73$

„ „ IV: $2 \frac{x D}{D}$; weil $\sqrt{4} = 2$

„ „ V: $\frac{9}{4} \frac{x D}{D}$; weil (nahezu) $\sqrt{5} = \frac{9}{4}$.

2. Das Hublängenverhältniss beider Zylinder wird folgender Massen in Rechnung gezogen.

Nennt man

s den Hub des grossen Zilinders,
 l „ „ „ kleinen „

so sind die Charakteristiken k , welche den Tabellenwerthen z auf den Tabellen III, IV und V beigegeben sind, für den speziellen Fall berechnet, dass

$s = l$, folglich

$$\frac{s}{l} = 1.$$

Dies ist aber nicht immer der Fall, es weicht sogar der Hub des kleinen Zilinders öfters sehr stark von dem des grossen Zilinders ab.

Die Charakteristiken k sind nun der Art, dass man die betreffende nur mit dem Verhältniss $\frac{s}{l}$ zu multiplizieren braucht, um daraus eine Charakteristik k_2 zu erhalten, die dann jenes Hubverhältniss $\frac{s}{l}$ mit enthält und direkt zur Aufsuchung der Vertikalkolumne auf Tabelle VII zu verwenden ist, damit man mittels ihrer und der Leitzahl $ns\sigma$ in Besitz der Zahl $x D$ auf Tabelle VII gelange.

Es sei z. B. auf Tabelle III für $\left(\frac{l'}{l} = 0,6; p = 5 \text{ Atmosf.}\right)$

$$k = 40;$$

Die Konstruktion der Maschine sei aber eine solche, dass der Hub des grossen Zilinders zu dem des kleinen Zilinders sich verhalte, wie 7:5, dann ist die Charakteristik $k = 40$ dahin zu korrigieren, dass man setzt

$$k_2 = k \frac{l}{s} = 40 \frac{7}{5} = 56.$$

Die Zahl 56 kommt aber auf Tabelle VII als oben vorgeschriebene Charakteristik nicht vor, und man hat deshalb die nächstliegende zu nehmen, in gegenwärtigem Falle also 55, wodurch die Vertikalkolumne auf Tabelle VII bestimmt ist, und im Verein mit dem andererseits bekannten $ns\sigma$ auf den Werth $x D$ führt.

Um das angeführte Beispiel bis zu Ende zu verfolgen, nehmen wir an, es sei

$$n s = 115,$$

dann ist für 5 Atmosphären

$$n s \sigma = 19,61$$

folglich auf Tabelle VII für ($k_2 = 55$; $n s \sigma = 20$)

$$x D = 0,371.$$

Da wir auf Tabelle III in der Formel für S das Dampfverlustglied mit 1,73 zu multiplizieren haben, so kommt

$$\begin{array}{r} 0,371 \times 1,73 = 0,642 \\ \hline 371 \\ 260 \\ 11 \\ \hline 642 \end{array}$$

$$\text{folglich das Dampfverlustglied } x = \frac{0,642}{D}.$$

Zusammengefasst:

Berechnung des Dampfverlustgliedes x.

Tabelle III; Volumenverhältniss 1 : 3.

$$\frac{l'}{l} = 0,6; p = 5 \text{ Atmosphären; } k = 40.$$

Hublängenverhältniss der beiden Zylinder

$$\frac{s}{l} = \frac{7}{5}; 40 \times \frac{7}{5} = 56, \text{ dafür } k_2 = 55.$$

Tabelle VII für ($k_2 = 55$; $n s \sigma = 20$)

$$x D = 0,371;$$

dies multipliziert mit 1,73 gibt 0,642; folglich das Dampfverlustglied in der Parenthese des Ausdruckes für S:

$$1,73 \frac{x D}{D} = \frac{0,642}{D}.$$

Für den Fall, wie die Tabellen III, IV und V berechnet sind, dass nämlich $s = 1$, folglich $\frac{s}{1} = 1$, wäre gewesen

Tabelle VII für ($k = 40$; $n s \sigma = 20$)

$$xD = 0,316.$$

Dies multipliziert mit 1,73 gibt 0,546, folglich

$$1,73 \frac{x D}{D} = \frac{0,546}{D}.$$

Eine Vergleichung dieses Werthes von 0,546 mit dem obigen von 0,642 lässt den Unterschied erkennen, um wieviel der Dampfverlust, folglich auch der totale Dampfverbrauch grösser ist, wenn sich die Hublängen in beiden Zylindern verhalten wie 7 : 5, als wenn sie einander gleich sind.

Während also dieses Hublängenverhältniss auf die effektive Leistung der Maschine ohne Einfluss bleibt, influirt es wohl auf die Grösse des Dampfverlustes, und der kleinste Dampfverlust findet nach dem Obigen statt für das Verhältniss $\frac{s}{1} = 1$ oder für gleiche Hublängen.

Ist die Woolf'sche Maschine eine Balanciermaschine, so sind die verschiedenen Hublängen beider Zylinder unvermeidlich.

Für jedes andere Arrangement, wo man eine freie Disposition hat, ist es nur dann gerechtfertigt, von den gleichen Hublängen abzugehen, wenn man bei den verschiedenen Hublängen den Vortheil gewinnt, dass die todten Räume in den Einströmungskanälen und Schieberkästen verkleinert werden, man also den durch das Verhältniss $\frac{s}{1}$ (grösser als 1) erzeugten ökonomischen Nachtheil durch den erwähnten Vortheil wieder ausgleicht.

Bevor in einigen Beispielen die Verwendung der Tabellen III, IV und V gezeigt werden soll, welche sich übrigens ausser in den auf den Dampfverlust bezüglichen Modifikationen in Nichts

von der Verwendung der Tabellen für einzylindrige Maschinen unterscheidet, sei es gestattet, über Tabelle III einige Bemerkungen zu machen.

Wir finden in den Angaben der bekanntesten Lehrbücher sowohl, wie auch an ausgeführten Maschinen als das gewöhnlichste Zilinderverhältniss das wie 1:4; seltener ist das Verhältniss wie 1:5

Der Umstand, dass sich bei einem grösseren Zilinderverhältniss als 1:4 gewisse praktische und ökonomische Vortheile herausstellen, veranlasste mich, die Bedingungen der Dampfarbeit für ein Zilinderverhältniss wie 1:3 analog den beiden übrigen zu beziffern und so die Tabelle III zu erzielen.

Der nächstliegende Vortheil eines grösseren Nichtkondensationszylinders kommt dem Maschinenfabrikanten zu Gute, ohne den Maschinenbesitzer bei richtiger Anwendung und Berechnung der Maschine zu schmälern. Es wird nämlich offenbar die effektive Leistung der Maschine bei dem grösseren Nichtkondensationszylinder eine höhere sein, als bei einem kleineren, ohne dass dabei die übrigen Dimensionen (mit Ausnahme des Kurbelwellendurchmessers und des Schwungrades) grösser würden.

Am besten lassen sich Vergleichen anstellen nach Durchrechnung zweier hier einschlagender Beispiele, welche auch zugleich die Handhabung der Tabellen III und IV verdeutlichen sollen.

Der Durchmesser des grossen Zylinders einer Woolf'schen Maschine betrage 24 Zoll, Hublänge 5 Fuss, Anfangsspannung 5 Atmosphären. Die Umdrehungszahl werde berechnet nach der Formel

$$ns = 5 (6 + 4D + 2p) = 5 (6 + 8 + 10) = 120$$

folglich $n = 24$ Umdrehungen pr 1 Minute.

Ferner sei eine fixe Steuerung vorgeschrieben, welche 0,6 Füllung des kleinen Zylinders gestattet. Die Hublängen beider Zylinder sind gleich.

Es soll berechnet werden, welche effektive Leistung und welches Konsumverhältniss die Woolf'sche Maschine gibt, wenn ihr kleiner Zylinder

1. ein Dritttheil des Volumens des grossen Zylinders hat, nach Tabelle III;
2. ein Viertel des Volumens des grossen Zylinders hat, nach Tabelle IV.

1. Für 24 Zoll Zylinderdurchmesser ist die Kolbenfläche

$$O = 450 \square \text{Zoll}$$

folglich $O n s = 450 \times 120 = 54000$.

Ferner $n s \sigma = 20,46$.

In der Formel für S auf Tabelle III ist der Koeffizient vor der Parenthese

$$a = \frac{3}{40000} O n s \sigma = \frac{3}{40000} 450 \times 20,46 = 0,69.$$

Tabelle III für $\left(\frac{l'}{l} = 0,6; p = 5\right)$

$$z = 0,00173; k = 40; A = 0,643.$$

$$O n s \times z = 54000 \times 0,00173 = 93 \text{ Pferdekraft.}$$

54

378

162

93,42

Tabelle VII für $(k = 40; n s \sigma = 20)$

$$xD = 0,316; \quad \text{da } D = 2$$

$$\frac{xD}{D} = 0,158; \text{ dies multipliziert mit } 1,73$$

158

111

5

$$x = 0,274$$

$$A = 0,643$$

$$\text{Parenthese} = 0,917; \text{ dies multipliziert mit } a = 0,69$$

5502

825

$$6327 = 0,633 \text{ Pfund} = S, \text{ das pr. 1 Sekunde zu verdampfende Wasser,}$$

woraus das Konsumverhältniss K

$$633 \times 36$$

1899

3798

$$22788 : 93 = 25 \text{ Pfund Dampf pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft.}$$

2. Nach Tabelle IV für obige Maasse, Geschwindigkeit, Füllungsgrad und Dampfspannung

$$z = 0,00136; k = 45; A = 0,649.$$

$$ns\sigma = 20,46; \quad a = \frac{5}{90000} \quad O ns\sigma = 0,511.$$

$$O ns \times z = 54000 \times 0,00136 = 73 \text{ Pferdekraft.}$$

$$\begin{array}{r} 54 \\ 162 \\ 32 \\ \hline 734 \end{array}$$

Tabelle VII für ($k = 45; ns\sigma = 20$)

$x D = 0,335$; dies ist nach der Formel für S mit 2 zu multiplizieren, aber auch, da $D = 2$, hierdurch zu dividiren,

daher $x = 0,335$

$$A = 0,649$$

Parenthese $= 0,984$, multipliziert mit $a = 0,511$.

$$\begin{array}{r} 4920 \\ 98 \\ 10 \\ \hline \end{array}$$

$$5028 = 0,503 \text{ Pfund} = S,$$

woraus das Konsumverhältniss

$$k = 25 \text{ Pfund Dampf pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft.}$$

Die gleichen Konsumverhältnisse des 1. und 2. Beispieles zeigen, dass beide Maschinen gleich gut ökonomisch arbeiten, folglich gleiche konstruktive Richtigkeit haben. Die erstere leistet aber 93 Pferdekraft, während die zweite nur 73 leistet.

Die Hauptdimensionen beider sind dann folgende (ohne Berücksichtigung des Schwungrades, dessen Grösse sich erst durch die Verwendung der Maschine bestimmt):

1. Zilinderverhältniss 1:3.	2. Zilinderverhältniss 1:4
Durchmesser des grossen	Durchmesser des grossen
Zilinders 24 Zoll	Zilinders 24 Zoll
Durchmesser des kleinen	Durchmesser des kleinen
Zilinders 14 Zoll	Zilinders 12 Zoll
Hublänge beider Zylinder 5 Fuss	Hublänge beider Zylinder 5 Fuss
Durchmesser d. Schwung-	Durchmesser d. Schwung-
radwelle $8\frac{1}{2}$ Z.	radwelle $7\frac{3}{4}$ Z.
Effektive Leistung 93 Pferdekraft.	Effektive Leistung 73 Pferdekraft.

Geht man von der Maschine des zweiten Beispieles aus, und vergrössert den Durchmesser des kleinen Zilinders von 12 Zoll auf 14 Zoll, den Durchmesser der Welle von $7\frac{3}{4}$ Zoll auf $8\frac{1}{2}$ Zoll, und belässt alle übrigen Dimensionen, wie sie sind, so wird man bei einer beinahe unmerklichen Materialzunahme doch eine Zunahme der effektiven Leistung der Maschine erzielen von 27%, ohne dass dadurch der Dampfverbrauch pr. 1 Pferdekraft gesteigert würde.

Der Vortheil ist hier entschieden auf Seite des Zilinder-Verhältnisses 1:3.

3. Wollte man aber eine Woolf'sche Maschine dieser Art (nämlich 1:3) konstruiren, welche mit der des 2. Beispiels (mit dem Verhältniss 1:4) in der effektiven Leistung gleichkommt, wobei dieselbe Kolbengeschwindigkeit, Anfangsspannung und Füllungsgrad im kleinen Zylinder beibehalten werden sollen, so sind die Dimensionen derselben folgende:

$$ns = 120;$$

$$N = 73 \text{ Pferdekraft.}$$

$$\text{Tabelle III für } \left(\frac{l'}{l} = 0,6; p = 5 \text{ Atmosphären} \right)$$

$$z = 0,00173; \quad k = 40; \quad A = 0,643.$$

$$O_{ns} = \frac{N}{z} = 73 : 0,00173 = 42200,$$

$$\text{woraus } O = \frac{O_{ns}}{ns} = 42200 : 120 = 350 \text{ Quadratzoll,}$$

daher der Durchmesser des grossen Zilinders

$$D = 21\frac{1}{4} \text{ Zoll} = \frac{7}{4} \text{ Fuss.}$$

$$ns\sigma = 20,46; a = \frac{3}{40000} \quad 0 \, ns\sigma = 0,537.$$

$$\text{Tabelle VII. } xD = 0,316 : \frac{7}{4}$$

$$\frac{1264}{0,181} \times 1,73$$

$$x = 0,313$$

$$A = 0,643$$

$$\text{Parenthese} = 0,956 \times 0,537 = S = 0,513 \text{ Pfund Dampf}$$

pr. 1 Sekunde,

woraus wiederum das Konsumverhältniss

$$K = 25 \text{ Pfund pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft.}$$

Da nur ns bei dieser Maschine zu 120 vorgeschrieben ist, so können wir setzen $s = 4\frac{1}{2}$ Fuss, dann ist also $n = 27$ Umdrehungen pr. 1 Minute.

Es sind alsdann die Dimensionen zweier Woolf'scher Maschinen, welche die gleichen effektiven Pferdekräfte bei gleichen Konsumverhältnissen geben:

2. Zilinderverhältniss 1:4.	3. Zilinderverhältniss 1:3.
Effektive Leistung 73 Pferdekraft	Effektive Leistung 73 Pferdekraft
Konsumverhältniss 25 Pfund	Konsumverhältniss 25 Pfund
Durchm. d. gr. Zilinders 24 Zoll	Durchm. d. gr. Zilinders $21\frac{1}{4}$ Zoll
„ „ kl. „ 12 „	„ „ kl. „ $12\frac{1}{4}$ „
Hublänge beider Zilind. 5 Fuss	Hublänge beider Zilind. $4\frac{1}{2}$ Fuss
Umdrehungszahl pr. 1. Min. 24.	Umdrehungszahl pr. 1 Min. 27.
Schwungradwellendurch-	Schwungradwellendurch-
messer $7\frac{3}{4}$ Zoll.	messer $7\frac{1}{2}$ Zoll.

Aus der Vergleichung der Durchmesser der grossen Zylinder und der Hublängen lässt sich folgern, dass die 73pferdige Maschine des 3. Beispiels merkbar leichter ausfallen wird, als die des

2. Beispiels, dass also auch hier der Vorthail auf Seiten des Zilinder-
verhältnisses 1:3 ist.

Als Beispiel für die Anwendung höherer Dampfspannungen
bei Woolf'schen Maschinen diene die folgende Vergleichung einer
Maschine mit dem Zilinderverhältniss 1:5 mit einer zweiten, der
ersten nahezu gleich in der effektiven Leistung, aber mit dem
Zilinderverhältniss 1:4.

Die Anfangsspannung sei 7 Atmosphären total und es soll der
kleine Zylinder der Maschine von Tabelle V zur Hälfte mit
Dampf gefüllt werden.

Der gesammte Expansionsgrad ist demnach $5 \times 2 = 10$ fache
Expansion.

Wendet man die gleiche 10fache Expansion in dem Falle an,
dass sich die Zilindervolumina verhalten wie 1:4, so beansprucht
dies eine Expansion bei der letzten Maschine von

$10 = 4 \times 2,5$; daher der Füllungsgrad im kleinen Zylinder

$$\frac{p'}{1} = \frac{1}{2,5} = 0,4.$$

Es soll also berechnet werden

4. eine Maschine mit dem Zilinderverhältniss 1:4 und dem
Füllungsgrade 0,4, der Anfangsspannung 7 Atmosphären, dem Durch-
messer des grossen Zylinders von 18 Zoll, einer Hublänge von $3\frac{1}{2}$
Fuss und einer Umdrehungszahl von 37 pr. 1 Minute; und

5. eine Maschine mit dem Zilinderverhältniss 1:5, dem Fül-
lungsgrade $\frac{1}{2}$, gleicher Anfangsspannung, gleich grossem Zylinder-
durchmesser, gleichen Hublängen und derselben Umdrehungszahl.

4. Für das Zilinderverhältniss 1:4.

Dem Zylinderdurchmesser von 18 Zoll entspricht die Kolbenfläche

$$O = 250 \text{ □Zoll}$$

$$ns = 130; \text{ folglich } Ons = 32500.$$

Tabelle IV für $\left(\frac{p'}{1} = 0,4; p = 7\right)$

$$\underline{z = 0,00152; k = 55; A = 0,454.}$$

$$ns\sigma = 30,35; a = \frac{5}{90000} \quad Ons\sigma = 0,421; D = \frac{3}{2}.$$

$$Ons \times z = \frac{32500}{325} \times 0,00152 = 49 \text{ Pferdekraft.}$$

$$\begin{array}{r} 325 \\ 162 \\ 6 \\ \hline 493 \end{array}$$

$$\frac{x D}{D} = 0,247 : \frac{3}{2}$$

$$\frac{0,494}{0,165} \times 2$$

$$x = 0,330$$

$$A = 0,454$$

$$\text{Parenthese} = \frac{0,784}{3136} \times 0,421 = S = 0,330 \text{ Pfund Dampf pr. 1 Sek.}$$

$$157$$

$$8$$

$$\frac{3301}{9903} \times 36$$

$$19806$$

$$118836 : 49 = K = 24 \text{ Pfund Dampf pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft.}$$

5. Für das Zilinderverhältniss 1:5.

$$Ons = 32500.$$

Tabelle V für $\left(\frac{l'}{l} = 0,5; p = 7 \text{ Atmosphären}\right)$

$$\underline{z = 0,00146; k = 65; A = 0,554}$$

$$ns\sigma = 30,35; a = \frac{4}{90000} \quad Ons\sigma = 0,337; D = \frac{3}{2}.$$

$$Ons \times z = \frac{32500}{325} \times 0,00146 = 48 \text{ Pferdekraft.}$$

$$\begin{array}{r} 325 \\ 130 \\ 19 \\ \hline 484 \end{array}$$

$$\begin{array}{r}
 \frac{x D}{D} = \frac{0,269 : \frac{3}{2}}{\frac{538}{179 \times \frac{9}{4}}} \\
 \frac{1611}{x = 0,403} \\
 A = 0,554 \\
 \text{Parenthese} = \frac{0,957}{2871} \times 0,337 = S = 0,322 \text{ Pfund Dampf pr. 1 Sek.} \\
 \frac{287}{67} \\
 \frac{3225 \times 36}{966} \\
 \frac{1932}{11592 : 48} = K = 24 \text{ Pfund Dampf pr. 1 Stunde} \\
 \frac{199}{\text{und 1 Pferdekraft.}}
 \end{array}$$

Die Vergleichung beider Resultate lehrt, dass bei Anwendung von 10facher Expansion und 7 Atmosphären Anfangsspannung sich effektive Leistung und Konsumverhältniss bei zwei verschiedenen Sistemen Woolf'scher Maschinen gleich herausstellen.

Zum Schluss dieser Nummer ist noch zu erwähnen, dass auch bei den Woolf'schen Maschinen der Stand des Vakumeters in Rechnung zu ziehen ist, und es geschieht dies ganz in derselben Weise, wie in der vorigen Nummer für Kondensationsmaschinen gezeigt wurde. Es gelten auch für die verschiedenen Vakumeterstände die nämlichen Korrekektionsbrüche, welche auf Tabelle II aufgeführt sind; dieselben werden von den Werthen z der Tabellen III, IV, V in Abzug gebracht oder hinzu addirt, je nachdem sie negativ oder positiv sind, und so auch hier die korrigirten Zahlen erhalten, welche oben mit z' und k' bezeichnet worden sind.

IX.

Ueber den vortheilhaftesten Expansionsgrad einzilindriger Maschinen.

Nachdem in den letzten 3 Nummern die praktische Anwendung der Tabellen I bis VII gezeigt wurde, sollen jetzt die weiteren Schlüsse betrachtet werden, die sich aus Zusammenstellungen von Resultaten ziehen lassen, in deren Besitz man durch eine weitere Anwendung der Tabellen gelangt. In der dritten Nummer wurde gezeigt, wie man eine mittlere und vortheilhafte Kolbengeschwindigkeit für jede Maschine berechnen könne, deren Zylinderdurchmesser und Maximalanfangsspannung gegeben sind. Indem diese zwei Werthe die Grösse des Produktes Ons bestimmen, so bekommt man auch für jede Aufstellung einer Maschine, für welche die grösste Anfangsspannung gegeben ist, einen konstanten Werth des Produktes Ons .

Mit Benutzung dieses konstanten Ons kann man jetzt rechnen, welche Werthe die effektive Leistung, der Dampfverbrauch und das Konsumverhältniss annehmen, wenn man

1. verschiedene Füllungsgrade ansetzt,
2. die Anfangsspannung verringert bei Belassung der konstanten Umdrehungszahl.

Die Resultate dieser Rechnungen ordnen sich in eine Tabelle, welche von links nach rechts nach den abnehmenden Füllungsgraden, von oben nach unten nach den abnehmenden Anfangsspannungen rangirt werden kann.

C. Nichtkondensationsmaschine.
 Maximalspannung $4\frac{1}{2}$ Atmosphären. D = 2 Fuss.
 ns = 125; Ons = 55625.

		F ü l l u n g s g r a d e											
		$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{12}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{12}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{7}{24}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{24}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{12}$
Anfangsspannungen in Atmosphären	4,5	N	135	130	121	107	100	92	82	70	59	46	33
		S	1,578	1,471	1,312	1,146	1,048	0,959	0,861	0,772	0,655	0,556	0,435
		K	42	41	39	38	38	38	38	39	40	43	48
	4	N	115	110	101	89	83	75	67	57	46	35	24
		S	1,406	1,325	1,167	1,026	0,934	0,855	0,771	0,689	0,580	0,496	0,383
		K	44	43	42	40	40	40	41	43	45	51	57
	3,5	N	95	90	82	72	66	59	51	42	33	21	15
		S	1,244	1,173	1,037	0,909	0,827	0,753	0,667	0,592	0,500	0,399	0,312
		K	47	47	46	45	45	47	49	51	54	68	80
	3	N	75	70	63	54	49	43	36	28	20	10	—
		S	1,071	1,007	0,888	0,768	0,702	0,634	0,567	0,500	0,416	0,329	—
		K	52	52	52	51	52	53	59	65	75	118	—
	2,5	N	52	50	44	37	32	26	21	17	8	—	—
		S	0,904	0,846	0,741	0,635	0,588	0,528	0,466	0,402	0,333	—	—
		K	60	60	60	62	66	71	80	85	150	—	—
	2	N	31	29	24	18	14	10	—	—	—	—	—
		S	0,729	0,676	0,593	0,501	0,454	0,405	—	—	—	—	—
		K	84	84	88	100	120	146	—	—	—	—	—

D. Kondensationsmaschine.
Maximalspannung 4½ Atmosphären; D = 2 Fuss.
ns = 125; Ons = 55625.

F ü l l u n g s g r a d e														
		5 8	7 12	1 2	5 12	3 8	1 3	7 24	1 4	5 24	1 6	1 8	1 12	
Anfangsspannungen in Atmosphären	4,5	N	173	169	160	146	137	128	118	107	94	79	62	41
		S	1,662	1,582	1,406	1,222	1,148	1,049	0,963	0,875	0,777	0,670	0,571	0,455
		K	34	33	32	30	30	29	29	29	30	31	33	40
	4	N	152	148	140	128	121	113	103	93	82	68	53	35
		S	1,501	1,421	1,279	1,117	1,041	0,950	0,879	0,788	0,706	0,614	0,532	0,416
		K	36	35	33	32	31	30	30	30	31	32	36	43
	3,5	N	131	127	121	110	104	96	88	80	70	58	45	29
		S	1,338	1,274	1,140	1,007	0,936	0,855	0,782	0,710	0,637	0,553	0,467	0,374
		K	37	36	34	33	32	32	31	32	33	34	37	46
	3	N	109	107	101	93	87	81	74	67	58	48	37	23
		S	1,178	1,114	0,997	0,880	0,816	0,753	0,690	0,625	0,559	0,482	0,415	0,331
		K	39	37	35	34	33	33	33	33	34	36	40	52
	2,5	N	90	89	82	75	70	65	59	53	46	38	28	16
		S	1,016	0,960	0,860	0,759	0,702	0,645	0,600	0,542	0,484	0,412	0,351	0,288
		K	41	39	38	36	36	36	36	37	38	39	45	58
	2	N	70	68	63	57	53	49	44	39	33	27	20	11
		S	0,852	0,804	0,729	0,645	0,594	0,545	0,508	0,458	0,405	0,354	0,300	0,243
		K	44	42	41	41	40	40	41	42	44	47	53	80

In der gedachten Weise sind umstehende zwei Tabellen C und D berechnet, und bedeuten die Zusammenstellung der Werthe der effektiven Leistungen, Dampfverbrauche und Konsumverhältnisse für eine Maschine von 2 Fuss Zylinderdurchmesser und 4,5 Atmosphären Anfangsspannung, und zwar

Tabelle C, wenn dieselbe als Nichtkondensationsmaschine, Tabelle D, wenn sie als Kondensationsmaschine arbeitet.

Für jeden durch Füllungsgrad und Anfangsspannung bestimmten Fall ist ein Fach der Tabelle, und zwar in jedem Fache die drei Resultate angegeben für

N die effektive Leistung in Pferdekraften,

S das pr. 1 Sekunde verbrauchte Wasser,

K das Konsumverhältniss pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft.

Es gibt ein derartiges Tableau den klarsten Einblick in den Werth einer jeden Maschine, und es ist bei der grossen Leichtigkeit, mit welcher man es sich mit Hilfe der Tabellen I bis VII schaffen kann, vortheilhaft, dasselbe für eine neue Maschine zu berechnen.

Bei dem hier durchgerechneten Beispiele, wo also $D = 2$ Fuss, und bei durchgehender Kolbenstange

$$O = 445 \square \text{Zoll,}$$

ist ns nach Tabelle A der III Nummer bestimmt für ($D = 2$; $p = 4,5$) zu $ns = 125$, woraus

$$O ns = 55625.$$

Man kann diesen Werth von ns so denken, dass die Hublänge $4\frac{1}{2}$ Fuss betrage und 28 Umdrehungen pr. 1 Minute geschehen.

Wir nehmen diese zwei Tabellen C und D zum Ausgangspunkte der folgenden Betrachtungen.

Die unter der Bezeichnung von N angeführten effektiven Pferdekraften zeigen eine derartige Verschiedenheit der Zahlen, dass es sofort einleuchtet, es sei ohne Einführung noch einer weiteren Bedingung unmöglich, der Maschine nach den manigfaltigen Werthen ihrer effektiven Leistungen eine richtige Bezeichnung zu geben.

Wie leicht gezeigt werden kann, existirt diese Bedingung in dem vortheilhaftesten Expansionsgrade.

Auf diesen wird man geführt, wenn man den Füllungsgrad aufsucht, für welchen das Konsumverhältniss bei einer bestimm-

ten Grösse der Maschine und einer gewissen Anfangsspannung den kleinsten Werth bekommt, d. h. also, der Füllungsgrad ist der vortheilhafteste, für welchen die Maschine pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft den günstigsten, folglich den geringsten Dampfverbrauch aufweist.

Betrachtet man auf Tabelle C die Werthe K der Konsumverhältnisse für die verschiedenen Anfangsspannungen und Füllungsgrade, so ist dieser kleinste Werth

für 4,5 Atmosf.	K = 38	bei $\frac{5}{12}$, $\frac{3}{8}$, $\frac{1}{3}$, $\frac{7}{24}$	Füllung
„ 4	„ K = 40	„ $\frac{5}{12}$, $\frac{3}{8}$, $\frac{1}{3}$	„
„ 3,5	„ K = 45	„ $\frac{5}{12}$, $\frac{3}{8}$	„
„ 3	„ K = 51	„ $\frac{5}{12}$	„
„ 2,5	„ K = 60.		
„ 2	„ K = 84.		

Diese Zusammenstellung zeigt, dass für die überhaupt günstigeren Konsumverhältnisse von 38 bis 51 der zugehörige Füllungsgrad für 4,5 Atmosfären bis 3 Atmosfären immer $\frac{5}{12}$ ist.

Es tritt bei dieser Spannungsabnahme eine Leistungsabnahme von 107 auf 54 Pferdekraft, also gerade um die Hälfte ein.

Wenn man folglich bei der Nichtkondensationsmaschine von 2 Fuss Zylinderdurchmesser, $4\frac{1}{2}$ Fuss Hub und 28 Umdrehungen pr. 1 Minute die Expansionssteuerung so stellt, dass der Dampf bei $\frac{5}{12}$ des Hubes abgeschnitten wird, so gibt, bei Verminderung der Leistung um die Hälfte und der durch den Regulator herbeigeführten Drosselung des Dampfes, die Maschine immerhin von 4,5 bis 3 Atmosfären herab bei jeder Spannung das günstigste Konsumverhältniss, es ist mithin für diese Maschine $\frac{5}{12}$ der günstigste Füllungsgrad.

Etwas Aehnliches weist die Tabelle D auf. Bei der gleich grossen Kondensationsmaschine wird man durch eine der obigen

analoge Betrachtung auf den günstigsten Füllungsgrad von $\frac{7}{24}$ geführt, und hätte mithin die Expansionsvorrichtung darnach zu stellen, wenn die Maschine richtig arbeiten soll.

Vergleicht man die effektiven Leistungen bei der Maximalspannung von 4,5 Atmosphären und den günstigsten Füllungsgraden, für Kondensation also $\frac{7}{24}$, für Nichtkondensation $\frac{5}{12}$, so findet man das charakteristische Verhältniss, dass beide einander nahezu gleich sind.

Die vortheilhaftesten Füllungsgrade bestimmen also selbst die richtige effektive Leistung der Maschine in beiden Fällen, und diese fällt bei Kondensation gleich gross aus wie bei Nichtkondensation.

Es ist mithin gerechtfertigt, die vorliegende Maschine im Mittel eine 110pferdekräftige zu nennen, gleichgiltig, ob sie mit oder ohne Kondensation arbeitet.

Eine bedeutende Verschiedenheit findet aber in beiden Fällen statt in Bezug auf die Konsumverhältnisse.

Suchen wir dieselben für die korrespondirenden Werthe auf Tabelle C und Tabelle D, d. h. für die Maximalspannung, für die vortheilhaftesten Füllungsgrade und folglich für gleiche effektive Leistungen, so ist das Konsumverhältniss

für Nichtkondensation bei $\frac{5}{12}$ Füllung und 107 Pferdekraft

nach Tabelle C: 38 Pfund Dampf pr. 1 St. und 1 Pferdekraft,
für Kondensation bei $\frac{7}{24}$ Füllung und 118 Pferdekraft

nach Tabelle D: 29 Pfund Dampf pr. 1 St. und 1 Pferdekraft.

Aus der Vergleichung der beiden Zahlen von 38 Pfund für Nichtkondensation und 29 Pfund für Kondensation findet man die Bedeutung der letzteren. Diese erspart (38—29) folglich 9 Pfund Dampf pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft, folglich für die mittleren 110 Pferdekräfte in jeder Stunde 990 Pfund, verglichen mit dem Dampfverbrauche der Nichtkondensationsmaschine.

Die Kondensation soll nicht die effektive Leistung der Maschine erhöhen, sondern soll ihren Dampfverbrauch pr. Pferdekraft herabdrücken.

In gleicher Weise, wie für das in den Tabellen C und D vorgeführte Beispiel sind eine grosse Anzahl anderer Beispiele durchgerechnet worden, und es haben sich für den Werth des vortheilhaftesten Füllungsgrades folgende Beziehungen ergeben:

1. der vortheilhafteste Füllungsgrad ist beträchtlich kleiner für Kondensation als für Nichtkondensation.
2. er wird grösser, wenn die Anfangsspannung kleiner wird;
3. er wird kleiner, wenn der Zylinderdurchmesser grösser ist;
4. er wird kleiner, wenn die Kolbengeschwindigkeit wächst.

Diese Punkte 1 bis 4 sind geordnet nach Massgabe der Grösse der Veränderung, die der vortheilhafteste Füllungsgrad erleidet durch die Einflüsse der Kondensation, der Anfangsspannung, des Zylinderdurchmessers und der Kolbengeschwindigkeit.

Seine grösste Verminderung bewirkt die Kondensation, den nächst grössten Einfluss übt die Anfangsspannung aus, der Einfluss des Zylinderdurchmessers ist geringer als der vorhergehende, und die Kolbengeschwindigkeit endlich bewirkt bei ihrer Steigerung nur ein sehr geringes Tieferücken des vortheilhaftesten Füllungsgrades, welches sogar bei nicht sehr grossen Veränderungen der Kolbengeschwindigkeit unbemerkbar wird.

Da aber, wie erwähnt, die Kolbengeschwindigkeit stationärer Maschinen von einem mittleren Werthe, der sich nach Zylinderdurchmesser und Anfangsspannung richtet, nicht sehr abweichen soll, und man den vortheilhaftesten Füllungsgrad für diesen Werth bestimmt, so wird derselbe weiterhin als von der Kolbengeschwindigkeit unabhängig betrachtet werden können.

Ein Gleiches findet bezüglich des zugehörigen Konsumverhältnisses statt; auch dieses ändert sich nicht bei mässigen Aenderungen der Kolbengeschwindigkeit, und es geht mit der letzteren nur immer proportional die effektive Leistung.

Bezeichnet man daher als die vorzüglichsten Eigenthümlichkeiten einer doppelwirkenden Dampfmaschine:

- a) ob Kondensation oder Nichtkondensation,
- b) die Grösse der Anfangsspannung,
- c) die Grösse des Zylinderdurchmessers,

so schliesst sich diesen und aus ihnen abgeleitet an

d) der vortheilhafteste Füllungsgrad, für welchen die Maschine zu berechnen und zu konstruiren ist.

Die in dieser Nummer gezeigte Herleitung des letzteren lässt erkennen, dass, obwohl dieselbe mittels der Tabellen I, II, VI und VII eine arithmetisch leichte ist, doch der allgemeine mathematische Ausdruck dafür, in welchem nur die zuletzt angeführten Bedingungen a , b und c vorkommen müssten, ein sehr komplizirter sein würde.

Aus diesem Grunde ist es dienlicher, anstatt eine Formel für die vortheilhaftesten Füllungsgrade aufzustellen, dieselben mittels der Tabellen I, II, VI und VII auf arithmetischem Wege zu bestimmen.

Dies ist geschehen, und wird in der späteren Nummer XII in Form einer tabellarischen Zusammenstellung dargelegt werden.

X.

Vergleichung der fixen Expansionssteuerung mit der selbstthätig variablen (Corliss-Steuerung).

Unter fixer Expansionssteuerung verstehen wir eine Vorrichtung, welche unabhängig von der Geschwindigkeit der Maschine bei jedem halben Spiele unabänderlich den gleichen Füllungsgrad im Zylinder herbeiführt. Es besteht dieselbe entweder aus einem einfachen Schieber, oder aus zwei übereinander bewegten Schiebern. Der obere, welcher alsdann der Expansionsschieber heisst, begrenzt den Dampfzutritt an dem bestimmten Orte des Kolbenweges, und ist gleich dem unteren, dem Vertheilungsschieber, durch je einen mit der Maschine rotirenden Exzenter in fortwährend gleichmässiger Bewegung erhalten. Sowohl in dem Falle, dass der Expansionsgrad der Maschine durch einen einzigen, die Einströmungskanäle überlappenden Schieber bestimmt werde, als auch im Falle der Anwendung der Doppelschieber, kann eine Verstellvorrichtung angebracht sein, mittels welcher man die Steuerung in ihrer Wirkungsweise dahin ändert, dass sie früher oder später den Dampfeintritt begrenzt. Durch eine solche Vorrichtung, welche durch die Hand des Maschinisten regulirbar ist, wird die Expansionssteuerung eine verstellbare, ohne jedoch aufzuhören, nach dem obigen Begriffe eine fixe zu sein.

Ihr entgegengesetzt ist die selbstthätig variable Expansionssteuerung, welche aus einem Mechanismus besteht, der ohne Zuthun der Hand des Maschinisten bewirkt, dass bei wach-

sender Geschwindigkeit der Maschine sich der Füllungsgrad vermindert und umgekehrt.

Die Funktion der letzteren, deren vollkommenste Durchführung bis jetzt in der bekannten Corliss-Steuerung gegeben ist, und deshalb weiter unten auch nur als an dieser stattfindend betrachtet werden soll, ist mithin eine doppelte:

1. dient sie allgemein als Expansionssteuerung,
2. regulirt sie die vermöge der stets statthabenden Schwankungen in der Nutzlast der Maschine ebenfalls eintretende Veränderung in der Geschwindigkeit, und erzeugt eine konstante Umdrehungszahl.

Eine der zweiten Funktion ähnliche Bedingung muss auch für die Maschine mit fixer Steuerung beansprucht werden, und sie wird erfüllt durch die mittels einer Drosselklappe bewirkte Verengung des Dampfzuleitungsrohres, welche sich nach dem Stande des Zentrifugalregulators, folglich ebenfalls nach der Geschwindigkeit der Maschine richtet.

Diese Verengung durch die Drosselklappe drückt die Anfangsspannung im Zylinder gerade auf denjenigen Grad herab, der eine effektive Leistung bedingt, die sich mit der im gleichen Moment statthabenden Nutzlast ausbalancirt.

Eine ähnliche Wirkung geschieht bei der Corliss-Steuerung durch die Veränderung des Füllungsgrades.

Beide Mechanismen werden gewöhnlich durch den Zentrifugalregulator bethätigt, welcher bei richtiger Konstruktion so korrekt in beiden Fällen arbeiten muss, dass die Umdrehungszahl der Maschinenwelle pr. 1 Minute eine konstante ist.

Um in das Wesen der Kraftvariationen auf diesen beiden Wegen einen klaren Einblick zu erhalten, betrachten wir mit Aufmerksamkeit die in der vorhergehenden Nummer aufgeführte Tabelle D.

Wir gehen aus von dem Fach für $\frac{7}{24}$ Füllung und $4\frac{1}{2}$ Atmosphären Anfangsspannung, welches die normale und zugleich Maximalleistung der Maschine angeben soll.

Betrachtet man die Corliss-Steuerung als derart thätig, dass sie stets gleiche Anfangsspannung im Zylinder zulässt, was bei ihr auch faktisch eintritt, so wird ihre Wirksamkeit durch die horizontal nebeneinander stehenden Fächer auf Tabelle D

dargestellt, welche alle zu $4\frac{1}{2}$ Atmosphären, aber nacheinander zu $\frac{7}{24}$, $\frac{1}{4}$, $\frac{5}{24}$, $\frac{1}{6}$, $\frac{1}{8}$, $\frac{1}{12}$ gehören.

Bei der fixen Expansionssteuerung mit $\frac{7}{24}$ Füllung vermindert die Drosselklappe bei steigender Umdrehungsgeschwindigkeit des Regulators die Anfangsspannung im Zylinder, ihre Wirksamkeit wird daher durch die vertikal unter einander stehenden Fächer auf Tabelle D dargestellt, welche alle zu $\frac{7}{12}$ Füllung, aber nacheinander zu $4\frac{1}{2}$, 4, $3\frac{1}{2}$, 3, $2\frac{1}{2}$, 2 Atmosphären gehören.

In der Horizontalreihe, welche also die Arbeit der Corliss-Maschine darstellt, nehmen die effektiven Pferdekkräfte ab von 118 auf 41. Diese mit ihren zugehörigen Konsumverhältnisszahlen zusammengestellt, gibt folgende Uebersicht:

Corliss - Steuerung.

Pferdekkräfte:	118; 107; 94; 79; 62; 41	} (a)
Konsumverhältnisse:	29; 29; 30; 31; 33; 40	

Durch die Regulirung mittels der Drosselklappe, welche, wie erwähnt, bei fixer Steuerung und konstanter Füllung von $\frac{7}{24}$ die Anfangsspannungen von $4\frac{1}{2}$ bis 2 Atmosphären durchläuft, ergeben sich die effektiven Pferdekkräfte mit ihren zugehörigen Konsumverhältnissen, wie unter (b) zusammengestellt ist.

Drosselklappe.

Pferdekkräfte:	118; 103; 88; 74; 59; 44	} (b)
Konsumverhältnisse:	29; 30; 31; 33; 36; 41	

Wir finden in diesen beiden Doppelreihen (a) und (b) eine ziemliche Uebereinstimmung.

Bei (a), der Corlissmaschine, nimmt die Zahl der Pferdekkräfte ab von 118 auf 41, und erhöht sich das Konsumverhältniss pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft von 29 auf 40 Pfund.

Bei (b), der Maschine mit fixer Steuerung, verringert sich die Zahl der Pferdekkräfte von 118 auf 44, und wachsen die Konsumverhältnisse von 29 auf 41 Pfund.

Aehnliche Resultate ergeben sich, wenn man Zusammenstellungen, wie sie die Tabellen C und D zeigen, für Kondensationsmaschinen anderer Dimensionen berechnet, und man gelangt so auf empirischem Wege zu dem Schlusse:

dass eine Kondensationsmaschine, deren fixe Steuerung auf ihren vortheilhaftesten Füllungsgrad gestellt ist, gleich guten Effekt geben muss mit einer Corlissmaschine, die ebenfalls mit Kondensation arbeitet.

Eine weitere Betrachtung der Tabelle D ergibt, dass ein Verlassen des vortheilhaftesten Füllungsgrades nach aufwärts sogleich mit Nachtheilen verknüpft ist.

Steht die Steuerung z. B. auf $\frac{5}{12}$ Füllung, so werden 75 effektive Pferdekkräfte erzielt bei $2\frac{1}{2}$ Atmosphären durch 36 Pfund Dampf pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft, wogegen 74 Pferdekkräfte bei $\frac{7}{24}$ Füllung bei dem Konsumverhältnisse von 33 Pfund erreicht werden.

Weit unschädlicher ist ein Tiefergehen mit dem Füllungsgrade unter den vortheilhaftesten.

Hierbei werden immer höhere Dampfspannungen ausgenützt, und die Konsumverhältnisse fallen deshalb für die gleichen effektiven Leistungen günstig aus; es gibt z. B. $\frac{5}{24}$ Füllung bei $3\frac{1}{2}$ Atmosphären, 70 Pferdekraft und 33 Pfund als Konsumverhältniss.

Hieraus erfolgt für den Maschinenbauer ein sehr einfaches Mittel, um seinen Kondensationsmaschinen eine vortheilhafte Wirkungsweise und sich das Renommée einer vorzüglichen Konstruktion zu sichern. Es braucht blos an der Verstellvorrichtung für den Füllungsgrad die Einrichtung getroffen zu sein, dass man eine Füllung, die den vortheilhaftesten Füllungsgrad übersteigt, nicht geben kann, dass folglich der Maschinenwärter, um die nöthige Leistung zu erzielen, die normale Dampfspannung nicht sinken lassen darf. Anderen Falles behaupten die mit der Abwartung von Maschinen beauftragten Leute, dass bei einem höheren Füllungsgrade die Maschinen „leichter“ gehen; dies ist richtig in Beziehung auf den Wärter, welcher dann nicht nöthig hat, der Dampfspannung fortwährend seine Aufmerksamkeit zuzuwenden, in Beziehung auf den Besitzer aber geht die Maschine „theurer“,

indem auch bei hoher Dampfspannung der Regulator dann dieselbe im Zylinder nicht zur Geltung kommen lässt.

Es werden so lange die Güteverhältnisse der Dampfmaschinen schwankender Natur sein, als man sich bei Beurtheilung derselben auf die Aussprüche sogenannter „Praktiker“ und untergeordneter Personen verlässt, und von deren Ansichten und Pünktlichkeit abhängig ist.

Dem Maschinenbesitzer ein Mittel zu bieten, wenn er auch nicht Techniker ist, um das Wesen seiner Betriebsmaschine richtig zu erkennen, ist deshalb ein Hauptaugenmerk dieser Arbeit, und es dürfte wohl immer der Fall eintreten, dass die kleine Mühe bis zu Aneignung der Fertigkeit, mit diesen Tabellen zu rechnen, sich in erspartem Brennmaterial, überhaupt vortheilhafterer Arbeit bezahlt macht.

Zugleich wird dargethan, dass auch billige Maschinen bei richtiger Konstruktion gute Wirkungen geben können.

Jene Fehler, welche bei den Maschinen mit fixer Steuerung vom Maschinenleiter und zuweilen auch vom Konstrukteur begangen werden, verbessert eine richtig durchgeführte Corliss-Steuerung von selbst. Durch ihre Anwendung wird auch bei wechselnder Nutzlast doch immer die hohe Anfangsspannung im Zylinder belassen, wenn dieselbe nämlich überhaupt regelmässig zur Verfügung steht. Auch bei einem Sinken der Kesselspannung ist die Corliss-Steuerung im Stande, gleiche Leistung und Umdrehungszahl bei günstigem Konsumverhältniss zu sichern, indem sie, wie Tabelle D ebenfalls beobachten lässt, auch grössere Füllungen als die vortheilhaftesten zeitweilig zulassen kann.

Denn wenn z. B. die Spannung von $4\frac{1}{2}$ auf $3\frac{1}{2}$ Atmosphären sinkt, aber dennoch 110 effektive Pferdekkräfte beansprucht werden, so gestattet dies die Corliss-Steuerung, indem sie bis auf $\frac{5}{12}$ Füllung vorfällt, und die verlangte Leistung immer noch bei dem guten Konsumverhältnisse von 33 erzielen lässt.

Damit die Corliss-Steuerung in jeder Beziehung gute Ergebnisse schaffe, ist es, wie leicht ersichtlich, bei Anbringung derselben eben wieder nöthig, den vortheilhaftesten Füllungsgrad der Maschine im Auge zu halten. Dieser liegt für Maschinen von mittlerer Grösse und mittlerer Dampfspannung von 3 bis 6 absoluten Atmosphären schon bedeutend unter $\frac{1}{2}$, und da man $\frac{1}{2}$ als

oberste Grenze des durch die Corliss-Steuerung erreichbaren Füllungsgrades ansehen kann, so entspricht sie für die Kondensationsmaschine allen Anforderungen, die man bezüglich einer korrekten Dampfvertheilung an eine Steuerung stellen kann.

Ob die bei den oszillirenden zylindrischen Schiebern stattfindenden Abnützungen nicht bedeutend und in Folge dessen für den Dampfverbrauch schädlich sind, wäre nach längerem Gange solcher Maschinen noch genau zu erheben.

Während wir bei der Kondensationsmaschine eine fixe Steuerung nahe zu eben so korrekt arbeiten sehen, wie eine selbstthätig variable Expansionsvorrichtung, so zeigt die letztere entschiedene Vortheile bei Nichtkondensation.

Es zeigt dies die Tabelle C in der vorigen Nummer. Gehen wir wieder von der vortheilhaftesten Maximalleistung aus, von 107 Pferdekraft, welche bei $\frac{5}{12}$ Füllung und $4\frac{1}{2}$ Atmosphären Spannung unter einem Konsumverhältnisse von 38 eintritt, so bedeuten die nach rechts fortschreitenden Fächer wiederum die Wirksamkeit der Corliss-Steuerung, die vertikal abwärts gehenden die Drosselklappenregulirung.

(a) Corliiss $\left\{ \begin{array}{l} 107; 100; 92; 82; 70; 59; 46; 33; 19 \text{ Pferdekraften} \\ 38; 38; 38; 38; 39; 40; 43; 48; 55 \text{ Pfund Dampf} \\ \text{pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft.} \end{array} \right.$

(b) Drossel-) 107; 89; 72; 54; 37; 18 Pferdekkräfte
klappe) 38; 40; 45; 51; 62; 100 Konsumverhältnisszahlen.

Diese beiden Doppelreihen zeigen, dass bei (b) durch eine Arbeitsverminderung sich die Konsumverhältnisse weit rascher verschlechtern, als bei (a).

Die Anwendung der Corliss-Steuerung bietet also für Nicht-kondensation augenfällige ökonomische Vortheile.

Erst bei Anwendung höherer Spannungen kann eine fixe Steuerung die Corliss-Steuerung bei Nichtkondensation erreichen.

E. Nichtkondensation, Maximalspannung 6,5 Atmosfären.

D = 2 Fuss; ns = 145; Ons = 64525.

			F ü l l u n g s g r a d e								
			$\frac{5}{12}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{7}{24}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{24}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{12}$
Anfangsspannungen in Atmosfären total.	6,5	N	209	197	182	166	148	129	103	79	52
		S	1,778	1,632	1,482	1,338	1,189	1,033	0,867	0,705	0,512
		K	30	29	29	29	29	30	30	32	35
	6	N		177							
		S		1,531							
		K		31							
	5,5	N		157							
		S		1,400							
		K		32							
	5	N		137							
		S		1,283							
		K		33							
	4,5	N		117							
		S		1,169							
		K		36							
	4	N		97							
		S		1,035							
		K		39							
	3,5	N		76							
		S		0,913							
		K		43							

Diess zeigt umstehende Zusammenstellung auf Tabelle E, welche wiederum für eine Maschine mit dem Zylinderdurchmesser von 2 Fuss wie bei C und D gerechnet ist, aber für $6\frac{1}{2}$ Atmosphäre Anfangsspannung.

Nach der Formel für ns ergibt sich zuerst

$$ns = 5(8 + 4D + 2p) = 5(8 + 8 + 13) = 145.$$

Bei einer so hohen Kolbengeschwindigkeit und der bedeutenden Leistung, welche von der Maschine zu erwarten ist, macht es sich nöthig, den Hub auf 5 Fuss anzusetzen, so dass man $\frac{145}{5} = 29$ Umdrehungen pr. 1 Minute bekommt. Ferner

$$O ns = 64525.$$

Wiederum bedeuten die horizontalen Fächer die Wirkungsweise der Corlissmaschine, die vertikalen die Arbeit der Maschine mit fixer Steuerung und Drosselklappe.

Wenn nach Tabelle E die bedeutende Abnahme von 197 bis auf 79 Pferdekraft, also um 118 Pferdekraft eintritt, so arbeitet die Corlissmaschine immerhin noch mit einem praktisch kaum merkbar veränderten Konsumverhältnisse, welches man mit 30 bezeichnen kann.

Ein nahezu gleich gutes Verhältniss erzielt man mittels fixer Expansion und dem für $6\frac{1}{2}$ Atmosphären ermittelten günstigsten Füllungsgrad von $\frac{3}{8}$, aber in weit engeren Grenzen der Variation der Leistung. Hier würde ein Schwanken der Leistung zwischen 197 Pferdekraft und 137 Pferdekraft (die Hälfte des bei der Corlissmaschine betrachteten Intervalles) ein mittleres Konsumverhältniss von $31\frac{2}{3}$ erscheinen lassen. Es zeigt sich also, dass in diesem Intervall zwischen 197 und 137 Pferdekraft die fixe Steuerung nur wenig von der Corliss-Steuerung übertroffen wird; der Vorzug der letzteren würde erst dann fühlbar werden, wenn die Verwendung der Maschine derart ist, dass häufig sich wiederholende und sehr bedeutende Schwankungen in der Nutzlast eintreten. Dieser Umstand würde folglich für die Wahl einer Corlissmaschine sprechen.

Zugleich lässt das unter Tabelle E aufgeführte Beispiel erkennen, dass man mittels einer verhältnissmässig kleinen und wohlfeilen Maschine ohne Kondensation bei richtiger Beurtheilung derselben und unter Anwendung von $6\frac{1}{2}$ Atmosphären total Anfangsspannung, was ungefähr einer Kesselspannung von $6\frac{1}{2}$ Atmosphären Ueberdruck entspricht, die bedeutende Leistung von 197 Pferdekraft bei dem günstigen Konsumverhältnisse von 30 Pfund Dampf pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft zu erzielen vermag.



XI.

Ueber den Dampfverlust bei einzilindrigen Maschinen.

In der früheren Nummer IV, welche von der Berechnung des Dampfverbrauches doppelwirkender Maschinen handelt, wurde angegeben, in welcher Weise der unter dem Namen des Dampfverlustes aufgeführte Theil des gesammten Dampfkonsumes in Rechnung zu stellen sei.

Es wird hierbei unter Dampfverlust ein gewisses Dampfquantum verstanden, welches die Maschine konsumirt, noch über jenes im Voraus geometrisch genau zu bestimmende Dampfvolumen hinaus, welches in den Zylinder, dem statthabenden Füllungsgrade und den todten Räumen entsprechend, bei jedem halben Spiele der Maschine eintreten muss.

Die empirische Formel für diesen Dampfverlust, welche der Tabelle VII und den Charakteristiken auf den Tabellen I bis V zu Grunde gelegt ist, war

$$S_1 = q D V \overline{p_m - p_v}$$

Die Bedeutung der Buchstaben ist aus Nummer IV her bekannt.

Ihrer fisikalischen Bedeutung nach müsste man diese Formel eine Dichtigkeitsformel nennen, denn wir sehen vor uns in $(p_m - p_v)$ die Differenz der Drücke vor und hinter dem Kolben, in D eine Proportionalzahl der Kolbenperiferie und in q einen Dichtigkeitskoeffizienten, der von der Beschaffenheit der Zylinderwand, Kolben- und Schieberdichtungsflächen abhängig sein soll.

Man muss sich also nach dieser Formel den verloren gehenden Dampf als über diese mangelhaften Dichtungsflächen nach dem Auspuffe hin entweichend vorstellen.

Diese Auffassung würde erklären, dass eine Kondensationsmaschine bei einer gewissen Anfangsspannung und Kolbengeschwindigkeit, bestimmtem Kolbendurchmesser und Füllungsgrade mehr Dampfverbrauch zeigt, als die gleiche Nichtkondensationsmaschine, indem im ersteren Falle bei sonst gleichen Verhältnissen eine höhere Druckdifferenz ($p_m - p_v$) stattfindet.

Betrachtet man die Sache numerisch, so ist für einen Dampfzylinder von 2 Fuss Durchmesser, ferner für eine Anfangsspannung von 4 Atmosphären bei einem Füllungsgrade von $\frac{1}{3}$, bei einer Kondensationsmaschine nach Tabelle II in der beigegebenen Charakteristik für den bestimmten Fall jene Druckdifferenz gegeben, nämlich

$$(p_m - p_v) = 36.$$

Hieraus berechnet sich der Dampfverlust pr. 1 Sekunde, sobald man den Dichtigkeitskoeffizienten zu

$$q = 0,0251$$

feststellt, wie es auch bei Berechnung von Tabelle VII geschehen ist:

$$S_1 = 0,0251 \times 2 \sqrt{36} = 0,3012 \text{ Pfund Dampfverlust pr. 1 Sekunde.}$$

Dies wäre nach Tabelle VI mehr als 2 Kubikfuss Dampf von der Anfangsspannung von 4 Atmosphären, welche in einer Sekunde über die Dichtungsflächen zu entweichen hätten.

Der praktische Blick zeigt schon die Unmöglichkeit dieses Vorganges bei einem normalen Zustande der Maschine, die faktischen Verluste aber rechtfertigen erfahrungsgemäss eine solche Zahl.

Es ist daher erforderlich, sich der Erklärungsweise anzuschliessen, dass der statthabende Dampfverlust herbeigeführt werde zum grossen Theil, wenn nicht gänzlich, durch die Kondensation des frisch eintretenden Dampfes an der kälteren Zylinderwand.

Zur Aufstellung der hierher gehörigen Beziehungen sind wir in vorliegender Arbeit nicht in Besitz des vorbereiteten Materiales gekommen, wir können nur versuchen, aus dem Vorhergehenden auf empirischem Wege zu erkennen, in wie weit die hier stattge-

fundene Bezifferung der Dampfverluste sich mit der eben genannten fisikatischen Auffassung von deren Ursache in Einklang bringen lässt.

Wir thun dies mit Benutzung der Tabellen C und D, indem wir erst einmal für 4 Atmosphären Anfangsspannung für jeden Füllungsgrad den Mehrverlust an Dampf ermitteln, der bei Kondensation im Vergleiche gegen Nichtkondensation eintritt.

Mehrverluste an Dampf, durch

4 Atmosf. Spannung D = 2 Fuss	F ü l l u n g s g r a d e				
	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{12}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{12}$	$\frac{3}{8}$
S für Kondensation	1,501	1,421	1,279	1,117	1,041
S für Nichtkondens.	1,406	1,325	1,167	1,026	0,934
Differenz	0,095	0,096	0,112	0,091	0,107
Runde Zahl	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
Ergänzung	— 0,005	— 0,004	+ 0,012	— 0,009	+ 0,007

Dieser Mehrverlust ist die Differenz der beiden Dampfkonsume S pr. 1 Sekunde, wird also für jeden Füllungsgrad erzielt, indem man das S aus Tabelle C von dem entsprechenden S aus Tabelle D abzieht, wie vorstehend geschehen ist. Die gewonnene Differenz kann man als runde Zahl schreiben, wenn man die in der letzten Zeile bemerkten kleinen Ergänzungen als unbedeutend vernachlässigt.

In gleicher Weise sind die runden Zahlen des Mehrverbrauches oder eigentlich Mehrverlustes an Dampf, Kondensation gegen Nichtkondensation verglichen, auch für $4\frac{1}{2}$ und für $3\frac{1}{2}$ Atmosphären aus den Tabellen C und D ermittelt, und in Tabelle F zusammengestellt.

die Kondensation herbeigeführt.

F ü l l u n g s g r a d e						
$\frac{1}{3}$	$\frac{7}{24}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{24}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{12}$
0,950	0,879	0,788	0,706	0,614	0,532	0,416
0,855	0,771	0,689	0,580	0,496	0,383	0,248
0,095	0,108	0,099	0,126	0,118	0,149	0,168
0,1	0,1	0,1	0,12	0,12	0,15	0,17
— 0,005	+ 0,008	— 0,001	+ 0,006	— 0,002	— 0,001	— 0,002

Tabelle F.

Mehrverluste an Dampf, welche durch die Kondensation herbeigeführt werden bei den Maschinen der Tabellen C und D.

Die Werthe bedeuten Zollpfunde pr. 1 Sekunde.

Spannungen in Atmosphären	F ü l l u n g s g r a d e											
	5	7	1	5	3	1	7	1	5	1	1	1
	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{12}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{12}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{7}{24}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{24}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{12}$
$4\frac{1}{2}$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,11	0,11	0,13	0,16
4	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,11	0,12	0,12	0,15	0,17
$3\frac{1}{2}$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	1,12	0,13	0,15	0,16	—

Diese Zusammenstellung zeigt das Resultat, dass der gesuchte Mehrverlust von $\frac{5}{8}$ bis $\frac{7}{24}$ Füllung bei allen 3 Anfangsspannungen konstant 0,1 Pfund pr. 1 Sekunde beträgt, aber von $\frac{1}{4}$ Füllung bis $\frac{1}{12}$ Füllung fortgesetzt steigt, und zwar für die niedrigere Spannung rascher steigt, als für die höhere.

Ein in dieser Gestalt auf rein empirischem Wege gewonnenes Resultat passt in die fisikalisches richtige Auffassung der Entstehung der Dampfverluste, als durch Niederschlagen des Dampfes an der Zylinderwand herbeigeführt.

Es lässt die Erklärung zu, dass von $\frac{5}{8}$ bis zu $\frac{7}{12}$ Füllung bei $4\frac{1}{2}$, bei 4 und bei $3\frac{1}{2}$ Atmosphären der Unterschied in der mittleren Temperatur des Kondensationszylinders von der des Nichtkondensationszylinders ein bis auf kleine Schwankungen konstanter sei. Für die niedrigeren Füllungsgrade aber wird die mittlere Temperatur des Kondensationszylinders, da solcher mit der geringen Spannung im Kondenser in Wechselwirkung steht, eine merkbar schneller abnehmende, als die mittlere Temperatur des Nichtkondensationszylinders, welche unter dem Gegendrucke des Auspuffdampfes auch bei den niedrigen Füllungsgraden sich auf einer gewissen Höhe erhält.

Ein ähnliches Abnehmen der mittleren Temperatur der Zylinderwand, wie es durch niedrigere Füllungsgrade herbeigeführt wird, findet auch bei niedrigeren Anfangsspannungen statt. Die Tabelle F lässt dies erkennen, indem die daselbst aufgeführten, durch die Kondensation bewirkten Mehrverluste mit den sinkenden Anfangsspannungen ihrerseits zunehmen, und die Angaben dieser Tabelle befinden sich somit auch in dieser Richtung mit der fisikalisches Erklärung des Eintretens der Dampfverluste im Einklange.

Es soll die eben angestellte Betrachtung dazu dienen, nur mit Hilfe des vorliegenden Materiales zu zeigen, dass die empirische, von Herrn Völckers aufgestellte Formel für die Dampfverluste, welche allen hier angestellten Rechnungen zu Grunde gelegt ist, auch jenen Anforderungen in dem Fortschreiten ihrer Werthe entspricht, die man vom praktischen Standpunkte an solche

Resultate stellen kann, und dass sie deshalb auch geeignet ist, die Dampfmengen, die sich durch Niederschlagen an der kälteren Zylinderwand zu Wasser verdichten, und somit für die effektive Leistung verloren gehen, mit einer für die Praxis hinreichenden Genauigkeit für jede Anwendung verschiedener Anfangsspannungen und Füllungsgrade wieder zu geben.

XII.

Tabellen über die vortheilhaftesten Füllungsgrade und zugehörigen Konsumverhältnisse einzilindriger Maschinen.

In Nummer IX wurde gezeigt, wie für einen bestimmten Fall, für welchen der Zylinderdurchmesser und die Dampfspannung gegeben sind, der vortheilhafteste Füllungsgrad gefunden werden kann.

Da dieser eines der wichtigsten Momente der Maschine ist, so sind, um mit den Tabellen I bis VII zugleich eine Menge wichtiger Anhaltspunkte bei ihrer Benützung zu liefern, mit Hilfe derselben die Grössen der vortheilhaftesten Füllungsgrade für Zylinderdurchmesser von $\frac{3}{4}$ Fuss bis 3 Fuss berechnet und in nachfolgenden Tabellen G und H zusammengestellt worden.

G gilt für Nichtkondensation,

H gilt für Kondensation.

Die Bedeutung der Brüche $\frac{s'}{s}$ ist die, dass man in der Praxis die Expansionssteuerungen auf diese Füllungsgrade stellen solle, um einestheils die günstigen Konsumverhältnisse zu erzielen, zugleich aber auch die Maschinen- und Kesselanlage in Beziehung auf effektive Leistung möglichst auszunützen.

Die Einrichtung der Tabellen G und H ist folgende. Oben vorgeschrieben sind die Zylinderdurchmesser in Fussen, steigend in Intervallen von $\frac{1}{4}$ Fuss, von $\frac{3}{4}$ Fuss an bis 3 Fuss.

Links vorgeschrieben sind die absoluten Atmosphärenanzahlen der Anfangsspannungen.

Jeder Anfangsspannung und jedem der angeführten Zylinderdurchmesser entspricht ein Fach der Tabelle, deren jedes in drei Abtheilungen getheilt ist, die nach einander

$\frac{s'}{s}$ den vortheilhaftesten Füllungsgrad

N die effektiven Pferdekkräfte

K das Konsumverhältniss pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft

für den durch Anfangsspannung und Zylinderdurchmesser charakterisirten Fall aufweisen.

Zur Berechnung der effektiven Leistung ist die Kolbengeschwindigkeit zu Grunde gelegt, welche für jeden angeführten Fall sich aus der in Nummer III aufgestellten Formel für

$$ns = 5(8 + 4D + 2p) \text{ ergibt.}$$

Dieser Werth von ns ist den effektiven Pferdekkräften in Klammern und kleinen Ziffern beigegeben. Dies hat zum Zweck, dass bei anderen Kolbengeschwindigkeiten als den durch die Formel vorgeschriebenen, die dann erfolgenden effektiven Pferdekkräfte sehr leicht zu berechnen sind.

Nennt man ns die in der Tabelle nach der Formel aufgeführten Produkte, $(ns)_1$ ein davon abweichendes Produkt aus Hublänge in Umdrehungszahl, so verhält sich

$$ns : (ns)_1 = N : N_1$$

wenn N die Zahl der in der Tabelle angegebenen Pferdekkräfte, und N_1 die gesuchte Anzahl Pferdekkräfte bedeutet, welche letztere dem Produkte $(ns)_1$ entspricht.

Hierdurch bekommen die Tabellen G und H eine allgemeine Bedeutung und werden von der empirischen Formel für ns unabhängig.

Wie an mehreren Orten bemerkt ist, sollen die Kolbengeschwindigkeiten nicht gar zu grosse Abweichungen von dem Formelwerthe von ns aufweisen, und für mässige Abweichungen in der Geschwindigkeit bleiben die vortheilhaftesten Füllungsgrade und die Konsumverhältnisse unverändert, nur die effektiven Leistungen verändern sich proportional den Geschwindigkeiten.

G. Nichtkondensations-

Tabelle über die vortheilhaftesten Füllungsgrade, für Zylinder von $\frac{3}{4}$ Fuss bis 3 Fuss Durchmesser und Anfangsspannungen von 2 bis 8 Atmosphären total,

$\frac{s'}{s}$ = vortheilhaftester Füllungsgr.; N = Pferdekkräfte; K = Konsumverhältniss.

			Zylinderdurchmesser in Fussen				
			$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$
Anfangsspannungen in Atmosphären	2	$\frac{s'}{s}$ N K	—	—	—	$\frac{3}{4}$ 14 (90) 105	$\frac{3}{4}$ 20 (95) 96
	3	$\frac{s'}{s}$ N K	—	$\frac{2}{3}$ 14 (90) 80	$\frac{2}{3}$ 23 (95) 66	$\frac{5}{8}$ 34 (100) 58	$\frac{5}{8}$ 49 (105) 55
	4	$\frac{s'}{s}$ N K	$\frac{7}{12}$ 12 (95) 65	$\frac{1}{2}$ 20 (100) 54	$\frac{1}{2}$ 33 (105) 51	$\frac{5}{12}$ 44 (110) 47	$\frac{5}{12}$ 63 (115) 44
	5	$\frac{s'}{s}$ N K	$\frac{1}{2}$ 16 (105) 57	$\frac{5}{12}$ 27 (110) 46	$\frac{5}{12}$ 46 (115) 42	$\frac{5}{12}$ 68 (120) 39	$\frac{5}{12}$ 96 (125) 37
	6	$\frac{s'}{s}$ N K	$\frac{5}{12}$ 21 (115) 49	$\frac{3}{8}$ 36 (120) 41	$\frac{3}{8}$ 60 (125) 37	$\frac{3}{8}$ 89 (130) 35	$\frac{3}{8}$ 127(135) 32
	7	$\frac{s'}{s}$ N K	$\frac{3}{8}$ 26 (125) 42	$\frac{1}{3}$ 45 (130) 36	$\frac{1}{3}$ 73 (135) 33	$\frac{1}{3}$ 109(140) 32	$\frac{1}{3}$ 154(145) 30
	8	$\frac{s'}{s}$ N K	$\frac{1}{3}$ 31 (135) 40	$\frac{7}{24}$ 52 (140) 34	$\frac{7}{24}$ 86 (145) 32	$\frac{7}{24}$ 127(150) 28	$\frac{7}{24}$ 180(155) 26

Maschinen.

die dazu gehörigen Konsumverhältnisse in Zollpfunden pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft, und die effektiven Pferdekkräfte der Maschine, wenn die Kolbengeschwindigkeit bestimmt wird durch die Formel

$$ns = 5 (8 + 4D + 2p).$$

			Zylinderdurchmesser in Fussen				
			2	2 $\frac{1}{4}$	2 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{3}{4}$	3
Anfangsspannungen in Atmosphären	2	$\frac{s'}{s}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{5}{8}$
		N	28 (100)	37 (105)	45 (110)	57 (115)	67 (120)
		K	90	87	82	77	70
	3	$\frac{s'}{s}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{12}$	$\frac{1}{2}$
		N	66 (110)	88 (115)	113 (120)	135 (125)	150 (130)
		K	52	51	49	48	46
	4	$\frac{s'}{s}$	$\frac{5}{12}$	$\frac{5}{12}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{3}$
		N	87 (120)	114 (125)	136 (130)	172 (135)	192 (140)
		K	41	40	38	36	34
	5	$\frac{s'}{s}$	$\frac{5}{12}$	$\frac{5}{12}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{3}$
		N	131 (130)	173 (135)	206 (140)	262 (145)	294 (150)
		K	36	34	33	31	30
	6	$\frac{s'}{s}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{7}{24}$
		N	171 (140)	224 (145)	266 (150)	333 (155)	371 (160)
		K	31	30	29	28	27
	7	$\frac{s'}{s}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{7}{24}$	$\frac{7}{24}$	$\frac{1}{4}$
		N	207 (150)	274 (155)	319 (160)	400 (165)	436 (170)
		K	28	27	26	25	25
	8	$\frac{s'}{s}$	$\frac{7}{24}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$		
		N	242 (160)	286 (165)	363 (170)	—	—
		K	25	24	24		

H. Kondensations-

Tabelle über die vortheilhaftesten Füllungsgrade für Zylinder von $\frac{3}{4}$ Fuss bis 3 Fuss Durchmesser und Anfangsspannungen von 1 bis 6 Atmosphären total,

$\frac{s'}{s}$ — vortheilhaft. Füllungsgrad; N = Pferdekkräfte; K = Konsumverhältniss.

			Zylinderdurchmesser in Fussen				
			$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$
Anfangsspannungen in Atmosphären	1	$\frac{s'}{s}$			$\frac{3}{4}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{5}{8}$
		N	—	—	6 (75)	10 (80)	14 (85)
		K			90	85	80
	1,5	$\frac{s'}{s}$		$\frac{3}{4}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{12}$
		N	—	7 (75)	12 (80)	18 (85)	26 (90)
		K		96	80	63	57
	2	$\frac{s'}{s}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{12}$	$\frac{7}{12}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$
		N	6 (75)	11 (80)	18 (85)	25 (90)	37 (95)
		K	87	66	60	53	47
	3	$\frac{s'}{s}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{12}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{3}$
		N	9 (85)	16 (90)	26 (95)	39 (100)	52 (105)
		K	69	55	46	38	37
	4	$\frac{s'}{s}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{7}{24}$	$\frac{1}{4}$
		N	13 (95)	24 (100)	37 (105)	51 (110)	66 (115)
		K	53	42	39	36	31
	5	$\frac{s'}{s}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{7}{24}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{24}$
		N	17 (105)	29 (110)	43 (115)	65 (120)	81 (125)
		K	45	38	35	32	30
	6	$\frac{s'}{s}$	$\frac{7}{24}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{24}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{6}$
		N	23 (115)	35 (120)	51 (125)	64 (130)	91 (135)
		K	42	32	31	30	29

Maschinen.

die dazu gehörigen Konsumverhältnisse in Zollpfunden pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft, und die effektiven Pferdekkräfte der Maschine, wenn die Kolbengeschwindigkeit bestimmt wird durch die Formel

$$ns = 5 (8 + 4D + 2p).$$

			Zylinderdurchmesser in Fussen				
			2	2 $\frac{1}{4}$	2 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{3}{4}$	3
Anfangsspannungen in Atmosphären	1	$\frac{s'}{s}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{12}$	$\frac{7}{12}$
		N	20 (90)	27 (95)	34 (100)	42 (105)	53 (110)
		K	72	66	61	59	56
	1,5	$\frac{s'}{s}$	$\frac{7}{12}$	$\frac{7}{12}$	$\frac{7}{12}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$
		N	36 (95)	48 (100)	62 (105)	73 (110)	90 (115)
		K	53	50	47	46	44
	2	$\frac{s'}{s}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{12}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$
		N	46 (100)	61 (105)	74 (110)	86 (115)	107 (120)
		K	44	41	38	37	33
	3	$\frac{s'}{s}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{7}{24}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$
		N	71 (110)	95 (115)	111 (120)	127 (125)	157 (130)
		K	34	33	32	30	29
	4	$\frac{s'}{s}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{24}$	$\frac{5}{24}$	$\frac{5}{24}$
		N	90 (120)	120 (125)	134 (130)	169 (135)	206 (140)
		K	30	29	27	26	26
	5	$\frac{s'}{s}$	$\frac{5}{24}$	$\frac{5}{24}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{6}$
		N	110 (130)	145 (135)	157 (140)	197 (145)	242 (150)
		K	29	27	26	25	25
	6	$\frac{s'}{s}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$
		N	128 (140)	162 (145)	164 (150)	205 (155)	252 (160)
		K	28	26	25	25	25

Hiernach besagt also z. B. Tabelle G, als

1. Beispiel, dass eine Nichtkondensationsmaschine von $1\frac{1}{4}$ Fuss Durchmesser des Zylinders bei 5 Atmosphären Anfangsspannung den Füllungsgrad $\frac{5}{12}$ bekommen solle, wobei sie, als ihrem vortheilhaftesten Füllungsgrade, 42 Pfund Dampf pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft konsumirt. Ihre effektive Leistung ist alsdann nach Tabelle G:

$$N = 46 \text{ Pferdekräfte, wenn } ns = (115).$$

Hätte aber die Maschine bei 3 Fuss Hub 40 Umdrehungen pr. 1 Minute zu machen, so wird

$$(ns)_1 = 3 \times 40 = 120,$$

und dann ist die effektive Leistung

$$N_1 : N = 120 : 115$$

$$N_1 = \frac{46 \times 120}{115} = 48 \text{ Pferdekraft, welche wiederum erscheinen bei}$$

dem vortheilhaftesten Füllungsgrade von $\frac{5}{12}$ und dem Konsumverhältnisse von 42 Pfund Dampf pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft.

Wenn man alle bisherigen Betrachtungen und Bestimmungen überblickt, so wird man erkennen, dass sie sämmtlich auf zwei sehr einfachen Voraussetzungen basiren, aus denen sie sich naturgemäss herausgebildet haben.

Die erste Voraussetzung ist, dass die expandirenden Dämpfe dem Mariotte'schen Gesetze folgen, die zweite Voraussetzung, dass die Dampfverluste doppelwirkender Maschinen in der Zeiteinheit dem Zylinderdurchmesser und zugleich der Quadratwurzel aus dem mittleren wirksamen Kolbendruck proportional seien.

Beide Voraussetzungen sind nicht sowohl aus theoretischen Betrachtungen entstanden, sondern vielmehr erprobte Ausdrucksformen für auf praktischem Wege gewonnene Resultate.

Als aus ihnen abgeleitete Endresultate kann man für einzylindrige Maschinen die Tabellen G und H ansehen.

Die Tabellen I, II, VI und VII, mittels deren die beiden letztgenannten Tabellen berechnet sind, geben auch das Mittel, um

die ökonomischen Nachtheile erkennen zu lassen, denen man sich aussetzt, wenn man von den unter G und H gemachten Angaben bedeutend abgeht.

Ein sehr häufig auftretender Fehler ist der, dass Betriebsmaschinen zu gross konstruirt werden; öfters tritt noch hinzu, dass auch der Füllungsgrad ein zu grosser ist. Beide Umstände bewirken, dass eine starke Drosselung des Dampfes eintritt und die vorhandene Kesselspannung nicht ausgenutzt wird. Ist nun obendrein die Kolbengeschwindigkeit eine geringe, so steigern sich auch noch die Dampfverluste, und das Ergebniss einer grossen und theueren Maschine kann ein ökonomisch sehr ungünstiges sein.

Als Beleg diene folgendes Beispiel:

2. Zum Betriebe von 3000 Flachsspindeln, deren eine $\frac{1}{43}$ effektive Pferdekraft*) beansprucht, soll eine Nichtkondensationsmaschine aufgestellt werden. Die regelmässig zur Verfügung stehende Spannung ist $4\frac{1}{2}$ Atmosphären Ueberdruck im Kessel, und die Anfangsspannung im Zylinder ist auf 5 Atmosphären total bestimmt. Die effektive Leistung ist hieraus

$$\frac{3000}{43} = 70 \text{ Pferdekraft.}$$

Dies führt auf Tabelle G für 5 Atmosphären auf $1\frac{1}{2}$ Fuss Zylinderdurchmesser bei $\frac{5}{12}$ Füllung. Das hier angegebene ns ist (120) und gehört zu 68 Pferdekraft.

Man benöthigt aber 70 Pferdekraft, daher

$$68 : 70 = 120 : (ns)_1$$

$$(ns)_1 = 125.$$

Die mittels Tabelle G bestimmte Maschine hat also folgende Maasse:

Effektive Leistung	70	Pferdekraft,
Zylinderdurchmesser	18	Zoll,
Hublänge	$3\frac{1}{2}$	Fuss,

*) Beiläufig $\frac{1}{35}$ indizierte Pferdekraft.

Umdrehungszahl	35	pr. 1 Minute,
Füllungsgrad	$\frac{5}{12}$,	
Konsumverhältniss	39 Pfd.	pr. 1 Std. und 1 Pfdkr.

Statt dieser Maschine wird aber unter dem Namen einer 70pferdigen Maschine die mit folgenden Maassen aufgestellt.

Zylinderdurchmesser	27	Zoll,
Hublänge	$4\frac{1}{2}$	Fuss,
Umdrehungszahl (nach einer gewöhnlichen Angabe, dass die Kolbengeschwindigkeit pr. 1 Minute ungefähr 200 Fuss betragen soll)	24	pr. 1 Minute.

Die Steuerung besteht in einem einfachen überlappenden Schieber, welcher die konstante Füllung von $\frac{3}{4}$ bewirkt.

Die Berechnung dieser Maschine kann nur für die normale und Maximal-Leistung von 70 Pferdekraft, wie die obige, geschehen und ist folgende.

Für $D = 2\frac{1}{4}$ Fuss = 27 Zoll ist $O = 565$ Quadratzoll,

ferner $ns = 110$, daraus

$$O ns = 62150.$$

Nach Tabelle I für $N = 70$ ist

$$z = \frac{70}{62150} = 0,00113.$$

Dies liegt für $\frac{3}{4}$ Füllung zwischen 2,5 und 3 Atmosphären; die Spannung kann durch Interpoliren gefunden werden.

2,5 Atmosphären;	$z = 0,00101$;	0,00101
3 „	$z = 0,00145$	0,00113
Differenz	0,00044	0,00012 Differenz.

Die zweite Differenz ist ungefähr $\frac{1}{4}$ der ersten, daher die zu $z = 0,00113$ gehörige Anfangsspannung sehr nahe $2\frac{5}{8}$ Atmosphären.

Die zugehörige Charakteristik wird $k = 22$ und der Kompressionssubtrahend $-C = -0,044$.

$ns\sigma$ ebenfalls durch Interpoliren aus Tabelle VI bestimmt,
gibt für ($ns = 110$; $p = 2,5$ und $p = 3$ Atmosphären)

$$\begin{array}{r} 11,62 \\ 9,79 \\ \hline 1,83 : 4 = 0,46 \\ + 9,79 \\ \hline ns\sigma = 10,25. \end{array}$$

Hieraus $\frac{2}{9000} On s \sigma = 1,287$

$$z = 0,00113; k = 22; A = 0,800; -C = -0,044$$

$$D = \frac{9}{4}; ns\sigma = 10,25; a = 1,287.$$

Tabelle VII für ($ns\sigma = 10$; $k = 22$)

$$\begin{array}{r} \frac{x D}{D} = 0,469 : \frac{9}{4} \\ 1,876 \\ x = 0,208 \\ A = 0,800 \\ \hline 1,008 \\ - 0,044 \\ \hline \text{Parenthese} = 0,964 \times 1,287 \\ 964 \\ 193 \\ 77 \\ 6 \\ \hline 1,240 = S \\ 372 \\ 744 \\ \hline 4464 : 70 = 64 \text{ Pfund Dampf pr. 1 Stunde und} \\ 1 \text{ Pferdekraft.} \end{array}$$

Dieser enorme Ausfall gegen das nach Tabelle G erhaltene
Konsumverhältniss für 70 Pferdekraft von

$$64 - 39 = 25 \text{ Pfund Dampf Mehrverbrauch pr. 1 Stunde und} \\ 1 \text{ Pferdekraft}$$

wird hier herbeigeführt durch das Zusammenwirken der Umstände, dass die Maschine zu gross ist, zu langsam arbeitet, und einen zu grossen Füllungsgrad hat, deren jeder für sich schon eine Verschlechterung des Konsumverhältnisses zur Folge hat.

Doch dürfte es vielleicht keine zu gewagte Behauptung sein, dass sich eine grosse Anzahl von Maschinen im Gange befinden, welche der letztberechneten Maschine ähnlicher sind, als der nach Tabelle G bestimmten ersten Maschine.

Bei einer Verdampfung von 5 Pfund Wasser durch 1 Pfund Kohle verbraucht die erste Maschine bei täglich 14stündiger Arbeit und voller Leistung

$$\frac{70 \times 39 \times 14}{5} = 7640 \text{ Pfund Kohle,}$$

die zweite Maschine von derselben Kohle

$$\frac{70 \times 64 \times 14}{5} = 12560 \text{ Pfund.}$$

In welcher Weise diese grosse, in Folge dessen theuere Maschine wenigstens dahin zu verbessern wäre, dass sie ein günstigeres Konsumverhältniss gibt, selbst unter der Beschränkung, dass die Uebersetzungsräder bleiben müssen, und sie keine grössere Geschwindigkeit annehmen darf, diess ist in Nummer V gezeigt worden.

Man würde das oben entwickelte $z = 0,00113$ auf Tabelle I in der Horizontalreihe von 5 Atmosphären suchen, und findet es als zwischen $\frac{1}{6}$ und $\frac{5}{24}$ Füllung liegend. Man hätte daher an der Maschine eine korrekte Expansionsvorrichtung anzubringen, welche bei $\frac{5}{24}$ des Hubes abschneidet.

Das alsdann erzielte Konsumverhältniss wird 41 Pfund Dampf pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft, und die Maschine arbeitet nahezu ebenso ökonomisch, wie die kleine, nach Tabelle G berechnete Maschine; nur ist bei der grossen Maschine das grössere Anlagekapital bei dem Betriebe von 3000 Spindeln als verloren anzusehen.

Betrachtet man auf den Tabellen G und H das Abnehmen der Konsumzahlen bei wachsenden Anfangsspannungen, so sieht

man, dass für Nichtkondensation eine fortwährende Verbesserung der Konsumverhältnisse bis zu 8 Atmosphären Anfangsspannung eintritt; jede Anwendung höherer Spannungen, bis zu 8 Atmosphären und darüber hinaus, ist für Nichtkondensation bei Anwendung der entsprechenden Kolbengeschwindigkeiten für das Konsumverhältniss von Vortheil.

Auf Tabelle H hingegen verändern sich die Konsumzahlen zwischen 5 und 6 Atmosphären nur noch sehr wenig, und es erscheint daher praktisch gerechtfertigt, Kondensationsmaschinen für keine höheren Anfangsspannungen als 5 bis 6 Atmosphären zu konstruiren.

Schliesslich sei noch bezüglich der Kondensationsmaschinen erwähnt, dass die Zahl der effektiven Pferdekkräfte, verbunden mit dem Konsumverhältnisse, ein sehr bequemes Mittel bietet, um in jedem Falle die nöthige Kondensationswassermenge zu berechnen. Dieselbe richtet sich nach dem zur Verwendung kommenden Dampfquantum.

Die annähernde Watt'sche Formel für die Wassermenge, welche nöthig ist, um 1 Pfund Dampf niederzuschlagen, heisst

$$q = \frac{650 - T}{T - t} \text{ Pfund Kondensationswasser.}$$

Hierin bedeutet T die Temperatur des Gemenges nach der Kondensation, also des von der Saugpumpe aus dem Kondenser geschöpften und abfliessenden Wassers, und t die ursprüngliche Temperatur des zur Kondensirung des Dampfes angewandten Wassers vor seiner Verwendung, mithin die Temperatur im Brunnen oder in dem Reservoir für das Kondenswasser.

Zur Feststellung eines mittleren Werthes für jenes Wassergewicht, welches zur Kondensirung von 1 Pfund Dampf dienen soll, ist es nöthig, darauf bezügliche Annahmen zu machen. Diese bestehen darin, dass man die Temperatur des abfliessenden warmen Wassers auf 36° und die Temperatur des Einspritzwassers auf 12° anschlägt, dann gibt die Formel für das Kondensationswasser

$$q = \frac{650 - 36}{36 - 12} = 25 \text{ Pfund Wasser zum Kondensiren von 1 Pfund Dampf.}$$

Es ist aber gebräuchlich und bequem, das Kondensationswasser in Kubikfussen pr. 1 Minute anzugeben.

Mit Rücksicht hierauf hat man Folgendes:

Eine Maschine, welche N Pferdekkräfte bei einem Konsumverhältniss von K Pfund Dampf pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft leistet, verbraucht stündlich:

$$N \times K \text{ Pfunde Dampf.}$$

Zu deren Kondensation sind nach dem Obigen nöthig

$$N \times K \times 25 \text{ Pfund Wasser pr. 1 Stunde,}$$

$$\text{oder } \frac{N \times K \times 25}{60} \text{ Pfund Wasser pr. 1 Minute.}$$

Es ist aber das Gewicht von 1 Kubikfuss Wasser 62 Pfund, folglich das Volumen des nöthigen Kondensationswassers aus der letzten Anzahl Pfunde mittels Division durch 62 zu finden. Bezeichnet man dieses von der Maschine verbrauchte Kondenswasservolumen mit W , so ist dasselbe

$$W = \frac{N \times K \times 25}{60 \times 62} = \frac{25}{3720} \times N \times K \text{ oder da } \frac{25}{3720} \\ \text{sehr nahe} = \frac{2}{300},$$

so kann man die Formel für das Kondenswasser in dieser Weise schreiben:

$$W = \frac{2}{3} \frac{N \times K}{100} \text{ Kubikfuss pr. 1 Minute.}$$

Man bildet das Produkt $N \times K$, streicht zwei Dezimalen ab und multipliziert dann mit $\frac{2}{3}$, so hat man die Anzahl Kubikfusse, welche die Maschine an Kondenswasser pr. 1 Minute verbraucht.

Dies würde z. B. für einen beliebigen Fall auf Tabelle H folgendes Resultat geben. Für $2\frac{1}{2}$ Fuss Zylinderdurchmesser und 4 Atmosphären Anfangsspannung leistet eine Maschine nach Tabelle H 134 Pferdekkr. bei 27 Pfund Dampfverbrauch pr. 1 St. und 1 Pf.

Hieraus das für sie nöthige Kondenswasser

$$W = \frac{2}{3} \times \frac{134 \times 27}{100} \text{ Kubikfuss pr. 1 Minute.}$$

$$\begin{array}{r} 134 \times 27 = 36,18 \times 2 \\ \hline 286 \qquad 72,36 : 3 = 24,12. \\ 938 \\ \hline 3618 \end{array}$$

$$W = 25 \text{ Kubikfuss pr. 1 Minute.}$$

Es ist kaum nöthig zu bemerken, dass die angeführte Formel für das Kondenswasser nicht nur für die Maschinen der Tabelle H, sondern für jede Kondensationsmaschine, einzilindrig oder Woolf'schen Systems, deren effektive Leistung und Konsumverhältniss man kennt, anzuwenden ist.

XIII.

Tabellen über die vortheilhaftesten Füllungsgrade und zugehörigen Konsumverhältnisse Woolf'scher Maschinen.

Durch Nachrechnung einer Woolf'schen Maschine in gleicher Weise, wie es in den Tabellen C und D für einzilindrige Maschinen geschehen ist, sieht man, dass auch hier ein gewisser Füllungsgrad, und zwar ein Füllungsgrad des kleinen Zilinders, als der vortheilhafteste in ökonomischer Beziehung sich herausstellt. Wiederum ist derselbe abhängig vom Zylinderdurchmesser und von der Anfangsspannung.

Man macht aber durch Vergleichen einer Anzahl gerechneter Beispiele die Bemerkung, dass bei mittleren und grösseren Zylinderdurchmessern der vortheilhafteste Füllungsgrad des kleinen Zilinders konstant derselbe bleibt bei gleichen Anfangsspannungen, und erst bei geringen Durchmessern des Kondensationszylinders Woolf'scher Maschinen etwas grösser ausfällt.

Mit Rücksicht hierauf sind die folgenden Tabellen J, K und L der Vereinfachung wegen in der Weise ausgeführt, dass nur jeder Anfangsspannung ein Füllungsgrad als der vortheilhafteste vorgeschrieben ist, welcher für alle Fächer in einer Horizontalzeile gilt. Für die kleinsten der angeführten Zylinderdurchmesser, für 1 Fuss, $1\frac{1}{4}$ Fuss, ist es rathsam, den Füllungsgrad um eine Stufe zu erhöhen, und darnach die Maschine zu rechnen. Es lassen sich dann höhere Leistungen für diese kleinen Maschinen erzielen bei noch etwas besseren Konsumverhältnissen, als die Tabellen J, K, L

sie aufweisen. Im Ganzen genommen sind diese kleinsten Woolf'schen Maschinen untergeordneter Bedeutung, da die Fälle seltener vorkommen, dass man, um geringe effektive Leistungen mit möglichst guten Konsumverhältnissen zu erzielen, sich zu theureren Maschinen entschliesst.

Im Uebrigen dienen die Tabellen J, K und L in gleicher Weise und zu denselben Bestimmungen, wie es für die Anwendung der Tabellen G und H in voriger Nummer gezeigt wurde.

Betrachtet man hier das Abnehmen der Konsumzahlen bei höheren Spannungen, so sieht man, dass schon zwischen 5 und 6 Atmosphären nur eine geringe Verbesserung des Konsumverhältnisses eintritt, dass man folglich 5 bis 6 Atmosphären als die oberste Grenze der für Woolf'sche Maschinen zu empfehlenden Anfangsspannungen im Zylinder bezeichnen muss.

J. Woolf'sche Maschinen 1:3

Tabelle über die vortheilhaftesten Füllungsgrade, für Anfangsspannungen von 2 bis 6 Atmosphären total, und Zylinderdurchmesser von 1 bis 4 Fuss.

N = Pferdekkräfte; K = Konsumverhältnisse.

			Zylinderdurchmesser in Fussen							
				1	1 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{3}{4}$	2	2 $\frac{1}{4}$	
Anfangsspannungen in Atmosphären	2	0,8	N	6 (80)	9 (80)	13 (80)	19 (85)	26 (90)	34 (59)	
			K	58	53	46	44	42	39	
	3	0,7	N	9 (80)	15 (85)	23 (90)	33 (95)	46 (100)	58 (105)	
			K	50	42	36	32	30	30	
	4	0,6	N	14 (90)	22 (95)	33 (100)	47 (105)	65 (110)	85 (115)	
			K	38	35	31	29	27	26	
	5	0,5	N	16 (100)	28 (105)	42 (110)	60 (115)	82 (120)	103 (125)	
			K	38	31	27	26	25	24	
	6	0,4	N	20 (110)	33 (115)	49 (120)	70 (125)	94 (130)	124 (135)	
			K	32	27	25	24	23	22	

Woolf'sche Maschinen 1:3,

die dazu gehörigen Konsumverhältnisse in Zollpfunden pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft, sowie die effektiven Pferdekkräfte der Maschine, wenn die Kolbengeschwindigkeit bestimmt wird durch die Formel:

$$ns = 5 (6 + 4D + 2p).$$

			Zylinderdurchmesser in Fussen						
			2½	2¾	3	3¼	3½	3¾	4
Anfangsspannungen in Atmosphären	2	N	45 (100)	57 (105)	71 (110)	87 (115)	106(120)	126(125)	150(130)
		K	37	35	34	33	32	31	30
	3	N	79 (110)	100(115)	125(120)	152(125)	184(130)	220(135)	260(140)
		K	29	28	26	25	24	24	24
	4	N	111(120)	139(125)	173(130)	211(135)	254(140)	302(145)	359(150)
		K	25	24	23	23	22	21	21
	5	N	139(130)	175(135)	216(140)	262(145)	315(150)	375(155)	440(160)
		K	23	22	21	20	20	19	19
	6	N	160(140)	200(145)	246(150)	300(155)	359(160)	424(165)	500(170)
		K	21	20	19	19	19	18	18

K. Woolf'sche Maschinen 1:4.

Tabelle über die vortheilhaftesten Füllungsgrade, für Anfangsspannungen von 2 bis 6 Atmosphären total, und Zylinderdurchmesser von 1 bis 4 Fuss,

N = Pferdekkräfte; K = Konsumverhältnisse.

				Vorteilhaftester Füllungsgrad		Zylinderdurchmesser in Fussen					
						1	1 ¹ / ₄	1 ¹ / ₂	1 ³ / ₄	2	2 ¹ / ₄
Anfangsspannungen in Atmosphären	2	1,0	N			12 (80)	17 (85)	23 (90)	31 (95)		
			K	—	—	46	45	43	39		
	3	1,0,	N	9 (80)	15 (85)	23 (90)	33 (95)	46 (100)	58 (105)		
			K	47	40	37	34	31	30		
	4	0,9	N	14 (90)	24 (95)	35 (100)	50 (105)	67 (110)	90 (115)		
			K	37	32	29	28	27	26		
	5	0,7	N	16 (100)	28 (105)	42 (110)	60 (115)	81 (120)	107(125)		
			K	36	30	27	25	23	22		
	6	0,6	N	20 (110)	33 (115)	50 (120)	71 (125)	96 (130)	126(135)		
			K	32	29	25	23	22	21		

Woolf'sche Maschinen 1 : 4,

die dazu gehörigen Konsumverhältnisse in Zollpfunden pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft, sowie die effektiven Pferdekkräfte der Maschine, wenn die Kolbengeschwindigkeit bestimmt wird durch die Formel:

$$ns = 5 (6 + 4D + 2p).$$

			Zylinderdurchmesser in Fussen						
			2½	2¾	3	3¼	3½	3¾	4
Anfangsspannungen in Atmosphären	2	N	41 (100)	52 (105)	64 (110)	79 (115)	96 (120)	115(125)	136(130)
		K	37	35	34	33	32	31	31
	3	N	79 (110)	100(115)	125(120)	152(125)	184(130)	220(135)	260(140)
		K	28	27	26	26	25	24	24
	4	N	116(120)	146(125)	180(130)	221(135)	265(140)	316(145)	373(150)
		K	25	24	23	23	23	22	22
	5	N	138(130)	174(135)	216(140)	261(145)	315(150)	373(155)	438(160)
		K	21	21	20	20	20	20	20
	6	N	163(140)	204(145)	247(150)	305(155)	365(160)	443(165)	508(170)
		K	21	20	20	19	18	18	18

L. Woolf'sche Maschinen 1 : 5.

Tabelle über die vortheilhaftesten Füllungsgrade für Anfangsspannungen von 2 bis 6 Atmosphären total, und Zylinderdurchmesser von 1 bis 4 Fuss.

N = Pferdekkräfte; K = Konsumverhältnisse.

				Zylinderdurchmesser in Fussen					
				1	1¼	1½	1¾	2	2¼
Anfangsspannungen in Atmosphären	2	1,0	N	—	—	9 (80)	14 (85)	18 (90)	25 (95)
			K	—	—	54	49	45	41
	3	1,0	N	—	12 (85)	19 (90)	27 (95)	37 (100)	47 (105)
			K	—	44	40	35	32	30
	4	1,0	N	12 (90)	20 (95)	30 (100)	44 (105)	60 (110)	79 (115)
			K	40	34	31	28	27	26
	5	0,875 = 7/8	N	16 (100)	27 (105)	40 (110)	58 (115)	78 (120)	105 (125)
			K	30	29	27	25	24	22
	6	0,75 = 3/4	N	20 (110)	33 (115)	49 (120)	69 (125)	95 (130)	125 (135)
			K	30	29	25	23	22	21

Woolf'sche Maschinen 1:5

die dazu gehörigen Konsumverhältnisse in Zollpfunden pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft, sowie die effektiven Pferdekkräfte der Maschine, wenn die Kolbengeschwindigkeit bestimmt wird durch die Formel:

$$ns = 5 (6 + 4D + 2p).$$

			Zylinderdurchmesser in Fussen						
			2½	2¾	3	3¼	3½	3¾	4
Anfangsspannungen in Atmosphären	2	N	32 (100)	41 (105)	51 (110)	62 (115)	76 (120)	91 (125)	107(130)
		K	39	37	36	35	34	33	32
	3	N	64 (110)	82 (115)	102(120)	124(125)	150(130)	179(135)	211(140)
		K	29	28	27	26	26	26	25
	4	N	102(120)	130(125)	160(130)	198(135)	235(140)	280(145)	329(150)
		K	25	24	23	22	22	22	21
	5	N	134(130)	168(135)	208(140)	252(145)	303(150)	360(155)	424(160)
		K	22	21	21	21	21	20	20
	6	N	161(140)	202(145)	248(150)	301(155)	361(160)	427(165)	502(170)
		K	21	20	20	19	18	18	18

Da die Woolf'schen Maschinen der verschiedenen Systeme nebst den einzylindrigen Kondensationsmaschinen prinzipiell derselben Klasse von Dampfmaschinen angehören, nämlich den Expansionsmaschinen mit Kondensation, so müssen sie auch ein gleiches Merkmal tragen, welches darauf hinführt, dass die expandirenden Dämpfe, auch wenn die äusseren Konstruktionsformen der Maschinen verschiedenartig sind, doch immer in ihrer Wirkungsweise gleichen Gesetzen folgen.

Dieses gemeinschaftliche Merkmal finden wir wiederum in dem vortheilhaftesten Expansionsgrade.

Jeder beliebige Expansionsgrad, der in einer Woolf'schen Maschine stattfindet, kann auch durch den Füllungsgrad einer einzylindrigen Kondensationsmaschine erzielt werden. Geht man für verschiedene Anfangsspannungen und Zylinderdurchmesser von den vortheilhaftesten Füllungsgraden einzylindriger Kondensationsmaschinen aus, und berechnet für die hierdurch ausgedrückten Expansionsgrade Woolf'sche Maschinen, deren Anfangsspannungen und Durchmesser der Kondensationszylinder mit jenen einzylindriger Maschinen übereinstimmen, so gelangt man zu folgenden Resultaten:

Die praktisch vortheilhaftesten Expansionsgrade sind nur abhängig von der Anfangsspannung und dem Zylinderdurchmesser, unabhängig von dem Systeme der Kondensationsmaschinen; sie sind annähernd ausgedrückt durch die reziproken Werthe der auf Tabelle H angeführten günstigsten Füllungsgrade einzylindriger Maschinen.

Die ihnen entsprechenden Leistungen und Konsumverhältnisse sind bei den Woolf'schen Maschinen unter sich gleich, aber verschieden von denen der einzylindrigen Maschinen; bei den letzteren sind die Leistungen etwas grösser, die Konsumverhältnisse aber ungünstiger als bei den Woolf'schen Maschinen.

Um diesem letzten Satze, der sich auf Leistungen und Konsumverhältnisse bezieht, eine fisikalische Erläuterung beizufügen, erinnern wir uns dessen, was in Nummer X über die Natur der Dampfverluste gesagt wurde.

Der Vorgang des Kondensirens der einströmenden Dämpfe an der kälteren Zylinderwand, der bei den einzylindrigen Maschinen als Ursache des Dampfverlustes hingestellt wurde, findet bei den Woolf'schen Maschinen bei jedem Kolbenhingang zweimal statt; das erstemal bei dem Eintreten des Kesseldampfes in den kleineren, den Nichtkondensationszylinder, das zweitemal beim Uebertreten aus diesem in den Kondensationszylinder.

Die Folge des ersten Kondensirens ist quantitativer Dampfverlust, das zweite Kondensiren aber hat Arbeitsverlust zur Folge.

Ueberlegt man, dass der kleinere Zylinder mit dem Kondenser in keiner direkten Verbindung steht, dass folglich seine mittlere Temperatur eine höhere sein muss, als die eines einfachen Kondensationszylinders, welcher mit der niedrigen Spannung im Kondenser kommuniziert, dass ferner seine Innen- und Aussenflächen kleiner sind, als die des Kondensationszylinders, so wird man erklärt sehen, dass bei der Woolf'schen Maschine geringere Dampfverluste durch Niederschlagen des frisch eintretenden Dampfes an der Zylinderwand stattfinden müssen, dass folglich ihr Dampfverbrauch bei demselben Expansionsgrade ein günstigerer sein muss, als bei der einzylindrigen Kondensationsmaschine.

Bedenkt man aber, dass beim Uebertreten des Dampfes aus dem kleinen Zylinder in den grossen, den Kondensationszylinder, wiederum ein Niederschlagen der Dämpfe an der Wandung des letzteren stattfindet, die hierdurch unthätig gewordenen Dampfmen gen aber nicht durch nachströmende ersetzt werden, (wie beim ersten Eintritt in den kleinen Zylinder), so ist ein Leistungsverlust unvermeidlich, und die effektiven Leistungen sind um etwas niedriger, als bei den einzylindrigen Maschinen.

Will man bei der Woolf'schen Maschine die Regulirung der Geschwindigkeit nicht durch die Drosselklappe, sondern mittels einer am kleinen Zylinder angebrachten Corliss-Steuerung bewerkstelligen, so empfiehlt sich hierfür das Zylinderverhältniss 1:3 und die Anwendung einer Anfangsspannung von 5 bis 6 Atmosphären; es wird dann unzweifelhaft sich ein sehr günstiger Erfolg ergeben.

Für ein Zilinderverhältniss aber von 1:4 oder 1:5 und für niedrigere Anfangsspannungen liegt der vortheilhafteste Füllungsgrad über 0,5 des Hubes des kleinen Zilinders, ist folglich durch die Corliss-Steuerung nicht mehr zu erreichen. In diesen Fällen kann man von einer richtig gestellten fixen Steuerung korrektere Resultate in Bezug auf Ausnützung der Maschine und günstige Konsumverhältnisse, als von der Corliss-Steuerung, erwarten.

XIV.

Tabellarische Zusammenstellung der Konsumverhältnisse, geordnet nach den effektiven Leistungen der Maschinen und den Anfangsspannungen.

Nimmt man an, dass die Dampfmaschinen nach ihrem vortheilhaftesten Expansionsgrade konstruirt werden, so lassen die Resultate der Tabellen G, H, J, K, L eine derartige Anordnung zu, dass man den fortschreitenden Leistungen in Pferdekraften diejenigen Konsumverhältnisse beigibt, welche bei den verschiedenen Anfangsspannungen erzielt werden. Es bietet eine solche Zusammenstellung das Bequeme, noch ehe man eine Maschine berechnet hat, sofort überschauen zu können, welchen Dampfverbrauch pr. Stunde und Pferdekraft man zu gewärtigen habe, wenn nur die effektive Leistung und die Anfangsspannung gegeben sind; es sind dies diejenigen zwei Daten, welche in der Regel zuerst als bekannt anzusehen sind.

Zu diesem Behufe sind die Tabellen M, N und O berechnet, und folgen in der Reihenfolge auf einander:

M für Nichtkondensation,

N für Kondensation,

O für Woolf'sche Maschinen aller Systeme.

Die Woolf'schen Maschinen kann man in eine einzige Zusammenstellung fassen, da wir gesehen haben, dass bei verschiedenen Systemen derselben die vortheilhaftesten Expansionsgrade die gleichen sind, und auch gleiche Konsumverhältnisse erscheinen lassen.

Tabellen der Konsumverhältnisse.

M. Nichtkondensation.

		P f e r d e k r ä f t e									
		15	20	25	30	40	50	60	70	80	100
Atmosfären	2	105	96	92	89	86	81	76	70	—	—
	3	80	72	66	60	58	55	53	52	51	50
	4	60	54	53	52	50	47	44	42	41	40
	5	57	53	48	45	43	41	40	39	38	37
	6	—	49	46	43	41	39	37	36	35	34
	7	—	—	42	40	38	36	35	34	33	32
	8	—	—	—	39	36	34	33	32	32	30

N. Kondensation.

		P f e r d e k r ä f t e									
		15	20	25	30	40	50	60	70	80	100
Atmosfären	1	80	72	66	61	59	56	54	53	52	50
	1.5	70	63	58	55	53	50	47	46	45	44
	2	64	60	53	50	46	43	41	38	37	35
	3	55	46	45	43	40	37	36	34	34	33
	4	51	44	42	40	38	36	33	31	31	30
	5	45	42	40	38	35	33	31	30	30	29
	6	43	40	37	34	33	31	30	30	29	29

O. Woolf'sche Maschinen.

		P f e r d e k r ä f t e									
		15	20	25	30	40	50	60	70	80	100
Atmosfären	2	45	44	42	39	37	35	34	34	33	32
	3	41	38	35	33	31	31	30	30	29	28
	4	37	34	32	31	29	28	27	27	26	25
	5	33	32	31	29	27	26	25	24	24	23
	6	32	31	29	28	26	25	24	23	23	22

Tabellen der Konsumverhältnisse.

Nichtkondensation.

		P f e r d e k r ä f t e									
		120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
Atmosfären	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	3	49	48	46	—	—	—	—	—	—	—
	4	39	38	37	36	34	—	—	—	—	—
	5	36	36	35	34	33	33	32	31	31	30
	6	33	33	32	31	31	30	29	29	28	28
	7	31	31	30	29	29	28	28	27	27	26
	8	29	28	27	26	26	25	25	25	24	24

Kondensation.

		P f e r d e k r ä f t e									
		120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
Atmosfären	1	48	46	44	43	42	—	—	—	—	—
	1,5	42	40	39	38	37	36	35	34	33	33
	2	34	33	33	32	31	30	29	29	29	29
	3	32	30	29	29	28	28	28	27	27	27
	4	29	28	27	26	26	26	26	25	25	25
	5	28	27	26	26	25	25	25	25	24	24
	6	28	27	26	25	25	25	25	25	24	24

Woolf'sche Maschinen.

		P f e r d e k r ä f t e									
		120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
Atmosfären	2	31	31	—	—	—	—	—	—	—	—
	3	27	26	25	25	25	24	24	24	24	24
	4	25	24	23	23	23	23	23	22	22	22
	5	23	22	21	21	21	21	21	20	20	20
	6	22	21	21	20	20	20	20	20	19	19

Es lassen z. B. die Tabellen M, N und O sofort erkennen, dass für eine gegebene Leistung von 100 Pferdekraft bei einer Anfangsspannung von 5 Atmosphären bei

Nichtkondensation	37	Pfund	pr. 1	Stunde	und 1	Pferdekraft,
Kondensation	29	"	"	1	"	1 "
Woolf'schen Maschinen	23	"	"	1	"	1 "

gebraucht werden, dass folglich die ökonomischen Werthe dieser 3 Systeme sich bei angeführter Leistung und Anfangsspannung verhalten umgekehrt wie 37 : 29 : 23. Bei einer anderen Leistung, wie z. B. 50 Pferdekraft und 4 Atmosphären sind der Reihe nach die Konsumzahlen: 47, 36, 28.

Es haben aber diese Tabellen noch eine allgemeinere Bedeutung. Wie nämlich die Tabellen G und H veranschaulichen, arbeiten Maschinen mit grösseren Zylinderdurchmessern immer vortheilhafter, als kleinere Maschinen, sobald beiden der vortheilhafteste Expansionsgrad zukommt. Verringert man aber an der grösseren Maschine den Füllungsgrad dahin, dass dieselbe Leistung erfolgt, wie bei der kleineren Maschine, welche mit ihrem günstigsten Füllungsgrade arbeitet, so wird in der grösseren Maschine ein Konsumverhältniss erzielt, welches dem der kleineren nahe oder gleich kommt. Man darf daher innerhalb gewisser Grenzen, welche praktisch leicht erkennbar sind, die Konsumverhältnisse nur von den Leistungen und den Anfangsspannungen als in Abhängigkeit stehend aufführen, wie in den 3 umstehenden Tabellen geschehen ist.

Die Dampfmengen, welche die Konsumzahlen als pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft von der Maschine aufgezehrt angeben, repräsentiren gewisse Geldwerthe, deren Grösse man allgemein nicht bestimmen kann, da sie von der Art und von dem Preise der Brennmaterialien abhängen. Um jedoch über den relativen Werth einiger Brennstoffe eine Uebersicht bei der Hand zu haben, ist die folgende Tafel P beigegeben, welche angibt, wie viele Pfunde Dampf man im Mittel durch Verbrennung von 1 Pfund des angeführten Brennstoffes erzielen kann.

Vorausgesetzt ist hierbei eine richtige Kesselanlage. Will man sorgfältiger zu Wege gehen, um der mittels der Tabellen erzielten Sicherheit der Resultate gleich zu kommen, so ist es rathsam, sich durch genaue Versuche von der Verdampfkraft des zur Verfügung

stehenden Brennmaterialen zu überzeugen. Es wird dies namentlich in den Fällen von grossem Werthe sein, wo man die Auswahl unter verschiedenen Brennstoffen hat. Man kann sich dann überzeugen, ob die verschiedenen Preise auch wirklich mit den Leistungsfähigkeiten in Einklang stehen.

P. Tabelle über die Verdampfkraft einiger Brennmaterialien.

Art des Brennstoffes	1 Pfund Brennstoff erzeugt die angeführte Anzahl Pfunde Dampf.	
Reine Koke	7	Pfund
Steinkohlen bester Qualität; 2 ^o / _o Asche . .	7	"
Gute Steinkohlen; 10 ^o / _o Asche	6	"
Gewöhnliche Steinkohlen; 20 ^o / _o Asche . .	5	"
Beste Braunkohlen	3	"
Ordinäre Braunkohlen	1 1/2	"
Vollkommen trockenes Holz	3 1/2	"
Lufttrockenes Holz	3	"
Bester Torf	3	"
Ordinärer Torf	1 1/2	"

Hat man sich durch Versuche z. B. überzeugt, dass eine zur Verfügung stehende Kohle derart sei, dass 1 Pfund Kohle 5 1/2 Pfund Dampf gebe, so bieten die Zahlen der Tabellen M, N, und O Anhaltspunkte über die Wahl des Maschinensystems für eine bestimmte Leistung.

Diese letztere betrage z. B. 80 effektive Pferdekkräfte bei 4 Atmosphären Anfangsspannung im Zylinder. Die Konsumzahlen sind dann

nach M für Nichtkondensation . .	41	} für 80 Pferdekraft.
" N " Kondensation	31	
" O " Woolf'sche Maschine . .	26	

Bei 12stündiger Arbeitszeit entsprechen denselben als tägliche Dampfverbrauche die Produkte aus diesen Zahlen in $80 \times 12 = 960$.

Diese Produkte ferner jedes durch $5\frac{1}{2}$ dividirt, gibt die Anzahl der Pfunde Kohle, welche täglich verbraucht werden. Betrüge der Preis für 100 Pfund Kohle an dem Orte der Maschine $\frac{1}{4}$ Thaler, so ergibt sich wieder die tägliche Ausgabe für Brennstoff aus der Menge des letzteren, welche man noch mit 6 multiplizieren kann, um die wöchentliche Ausgabe zu finden. Auf diese Weise gewinnt man folgende Zusammenstellung:

80 effektive Pferdekraft bei 4 Atmosphären Anfangsspannung.

Sistem der Maschine	Konsum- zahl	Täglicher Dampf- verbrauch	Täglicher Kohlen- verbrauch	Wöchentliche Kosten für Kohle
Nichtkondens.	41	39360 Pfund	7160 Pfund	107 Thaler
Kondensation	31	29760 „	5410 „	81 „
Woolf. Masch.	26	24960 „	4540 „	68 „

Der jährliche Kostenaufwand für Brennstoff bei der in der Anschaffung billigsten Maschine, der Nichtkondensationsmaschine, würde demnach bei 50 Arbeitswochen 5350 Thaler betragen; bei der theuersten, der Woolfschen Maschine, hingegen nur 3400 Thaler. Es ist jetzt Folge der lokalen Verhältnisse, nach derartig angestellten Betrachtungen sich für Anwendung dieses oder jenes Systemes von Betriebsmaschinen zu entscheiden.

XV.

Ueber die Berechnung der Heizflächen der Dampfkessel.

Einer ähnlichen Bezeichnung, wie die der Dampfmaschinen nach nominellen Pferdekraften ist, begegnen wir auch bei den Dampfkesseln, und zwar ebenfalls nach Pferdekraften. Da wir aber bei den Maschinen stets die effektiven Leistungen ins Auge fassen und erkannt haben, dass die Maschinen je nach ihrer Art und Grösse sehr verschiedene Dampfmengen zur Erzielung der Arbeitseinheit, der Pferdekraft, beanspruchen, so wird es auch nöthig, die Eigenschaften einer Maschine bei der Bestimmung des dazu nöthigen Dampfkessels in Rechnung zu ziehen.

Es ist dies leicht zu bewerkstelligen durch Einführung eines Beobachtungswerthes, nämlich der Grösse der Heizfläche, gegeben in Quadratfuss, welche im Mittel in 1 Stunde 1 Pfund Wasser verdampft.

Die gewöhnlichen Angaben über diese Grösse haben meistens den Fehler, dass sie zu wenig Heizfläche für eine gegebene Verdampfung resultiren lassen.

Nachrechnen und Vergleichen von ausgeführten Kesselanlagen, deren Verdampfungsfähigkeit gemessen war, führten mich auf das Resultat, dass für einen mittleren Zustand der Heizung und des Kessels zur Erzeugung von 1 Pfund Dampf in 1 Stunde 0,3 Quadratfuss Kesselheizfläche nöthig sind.

Mit Einführung dieses Werthes ergibt sich mithin die Heizfläche des Kessels für jede beliebige Maschine, deren Leistung und Konsumverhältniss bekannt sind.

Nennen wir F die Heizfläche des Kessels,
 N die Anzahl der effektiven Pferdekkräfte,
 K die Anzahl Pfunde Dampf, welche die Maschine
 pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft braucht,

so gibt folgende einfache Formel die Grösse der Heizfläche an:

$$F = 0,3 (N \times K) \text{ in Quadratfussen.}$$

Mittels dieser Formel sind die Heizflächen für jeden in den Tabellen G bis O aufgeführten Fall zu berechnen.

1. Nach Tabelle G gibt eine Maschine mit $2\frac{1}{4}$ Fuss Zylinderdurchmesser bei 4 Atmosphären Anfangsspannung ihre vortheilhafteste Leistung von 114 Pferdekraft bei dem Konsumverhältnisse von 40 ab. Die zugehörige Kesselheizfläche ist demnach

$$F = 0,3 (N \times K) = 0,3 (114 \times 40) = 1368 \text{ Quadratfuss.}$$

2. Nach Tabelle O entspricht einer Woolf'schen Maschine von 100 Pferdekraft bei 5 Atmosphären Anfangsspannung das Konsumverhältniss 23. Die hierfür nöthige Kesselheizfläche ist demnach

$$F = 0,3 (100 \times 23) = 690 \text{ Quadratfuss.}$$

3. Ein Dampfkessel mit 540 Quadratfuss Heizfläche und einer Betriebsspannung von 5 Atmosphären ist gegeben. Es fragt sich, welche Nichtkondensations-, welche Kondensations- und welche Woolf'sche Maschine man vortheilhafter Weise mit diesem Kessel betreiben kann.

Aus der Heizfläche von 540 Quadratfuss findet man mittels Division durch 0,3 die Anzahl Pfunde Dampf, welche der Kessel pr. 1 Stunde liefert. Nämlich

$$\frac{540}{0,3} = 1800 \text{ Pfund.}$$

Mithin muss sein für jede damit zu betreibende Maschine

$$N \times K = 1800.$$

Nimmt man bei Anwendung aller hierauf bezüglichen Resultattabellen eine Anfangsspannung im Zylinder von 4 Atmosphären an, so ergeben sich folgende Leistungen:

Nach Tabelle M für Nichtkondensation und für 4 Atmosphären

$$1800 = N \times K = 35 \times 51; \quad N = 35 \text{ Pferdekraft.}$$

Nach Tabelle N für Kondensation und für 4 Atmosphären

$$1800 = N \times K = 50 \times 36; \quad N = 50 \text{ Pferdekraft.}$$

Nach Tabelle O für Woolf'sche Maschinen und für 4 Atmosphären

$$1800 = N \times K = 66 \times 27; \quad N = 66 \text{ Pferdekraft.}$$

Da diese Leistungen sich auf die vortheilhaftesten Füllungsgrade beziehen, so sind die durch den Kessel zu betreibenden Maschinen näher bestimmbar mittels der Tabellen G bis L.

Für Nichtkondensation ist nach Tabelle G der Zylinderdurchmesser

$$D = 1\frac{1}{4} \text{ Fuss.}$$

Für Kondensation nach Tabelle H:

$$D = 1\frac{1}{2} \text{ Fuss.}$$

Für die Woolf'sche Maschine nach Tabelle J:

$$D = 2 \text{ Fuss.}$$

In gleicher Weise lässt sich nach der Formel für F die Heizfläche für jede Maschine bestimmen, deren effektive Leistung und Konsumverhältnisszahl man entweder beobachtet, oder vermittels der Tabellen I bis VII berechnet hat.



XVI.

Gebrauch der Tabellen für verschiedene Masssysteme.

Bei Anlegung der Tabellen ist darauf Rücksicht genommen, dass ihre Einrichtung ein leichtes Mittel biete, um sie, obgleich für rheinländisches Maass berechnet, doch für die anderen Landesmaasse anwenden zu können. Es würde ein entschiedenes Hinderniss ihrer Verwendbarkeit sein, wenn mühsame Reduktionen vorgenommen werden müssten für Fälle, wo die Maschinendimensionen nicht in rheinländischem Maasse gegeben sind oder nicht für dieses gesucht werden.

Um hierin die grösste Uebersichtlichkeit und Leichtigkeit der Rechnung zu bringen, theilen wir die sämtlichen Dampfmaschinenberechnungen in zwei Klassen.

Die erste Klasse bezieht sich auf Rechnungen, für welche die Dimensionen der Maschine gegeben sind.

Die zweite Klasse auf solche, durch welche die Dimensionen der Maschinen bestimmt werden sollen.

In die erste Klasse fallen mithin alle jene Rechnungen, welche zum Zwecke haben, die Leistungen und Dampfkonsume vorliegender Maschinen zu ermitteln; in die zweite Klasse hingegen jene, durch welche die Grösse der Maschinen aus vorgeschriebenen Leistungen oder Dampfkonsumen abgeleitet werden soll.

Um die Reduktion für ein anderes Maass bei jeder Rechnung nur einmal vornehmen zu müssen, versehen wir uns einen bestimmten Faktor, an welchem die Reduktion allein angebracht wird.

Dieser Faktor ist die Kolbenfläche in Quadratzollen, welche wir stets mit O bezeichneten.

Sowohl bei der Arbeitsberechnung, als auch bei der Berechnung des pr. 1 Sekunde konsumirten Dampfgewichtes S tritt O in Verbindung mit der Hublänge s und der Umdrehungszahl n auf, und es repräsentirt somit das Produkt $O n s$ stets einen Raum, und zwar einen Zylinder von dem Querschnitt O und der Länge $n \times s$.

Dem kubischen Inhalte dieses Raumes ist sowohl die effektive Leistung, als auch der Dampfverbrauch proportional.

Sind jetzt die Dimensionen der Maschine in irgend einem Landesmaasse, das wir mit m bezeichnen wollen, gegeben, zu dessen Längenfuss der rheinländische Fuss sich verhält wie

$$1 : m,$$

und man bildet in diesem Maasse das Produkt $O n s$, so bedeutet dies ebenfalls eine Anzahl Kubikeinheiten, ausgedrückt in dem Maasse m .

Der rheinländische Kubikfuss verhält sich aber zum Kubikfusse des Maasses m , wie

$$1 : m^3.$$

Um daher das in dem Maasse m ausgedrückte Produkt $O n s$ in rheinländischen Kubikeinheiten zu erhalten, hat man $O n s$, oder was dasselbe ist, einen dieser drei Faktoren mit m^3 zu multiplizieren.

Wie schon erwähnt, soll dazu der Faktor O dienen, und es gibt die folgende Tafel Q die Reduktionszahlen für die vorgeschriebenen Landesmaasse an.

Q. Tafel der Reduktionszahlen,

mit denen der Kolbenquerschnitt O zu multiplizieren ist, wenn die Dimensionen der Maschine in den angeführten Maassen gegeben sind.

Name des Landesmaasses.					
Oesterreichisch	Bairisch	Sächsisch	Hannoversch	Englisch	Schwedisch
1,02	0,8	0,73	0,8	0,92	0,85
Reziproke Werthe dieser Zahlen.					
0,98	1,24	1,36	1,24	1,1	1,18

Für die zweite Klasse von Rechnungen, durch welche die Dimensionen der Maschinen ermittelt werden sollen, erzielt man immer durch die Tabellen als genaues Resultat den Werth des Produktes $O n s$. Will man dieses Produkt folglich in dem Maasse m verstehen, so hat man den Faktor O nur durch die betreffende Reduktionszahl der Tabelle Q zu dividiren. Das Resultat ist alsdann die Anzahl der Quadratzolle, ausgedrückt in dem Maasse m , welche der Kolben enthalten muss, nachdem man auch schon die Hublänge s in Fussen des Maasses m angesetzt hat.

Da sich eine Multiplikation etwas rascher ausführen lässt, als eine Division, so sind auf Tafel Q auch die reziproken Werthe der Reduktionszahlen für die Fälle der zweiten Klasse von Rechnungen angegeben, mit denen man alsdann nur das durch die Tabellen erlangte O zu multiplizieren hat, um die Resultate in dem Maasse m zu haben.

Hierfür diene folgendes einfache Beispiel:

Es soll in einer Fabrik, welche nach englischem Maasse arbeitet, eine Kondensationsmaschine von 60 Pferdekraft bei 4 Atmosphären Anfangsspannung im Zylinder berechnet werden.

Zuerst zeigt Tabelle H , dass der vortheilhafteste Füllungsgrad für 60 Pferdekraft und 4 Atmosphären zwischen $\frac{1}{4}$ und $\frac{7}{24}$ liege. Man entscheidet sich für $\frac{1}{4}$.

Dann ist auf Tabelle II für $\left(p = 4 \text{ Atm. und } \frac{s'}{s} = \frac{1}{4} \right)$

$z = 0,00168$, folglich

$$O n s = \frac{N}{z} = \frac{60}{0,00168} = 35700.$$

$n s$ soll ferner nach Tabelle H zu 115 angenommen werden, so wird

$$O = \frac{35700}{115} = 310,$$

und dies mit der Reziproken auf Tafel Q multipliziert, nämlich mit 1,1 gibt

$$O_e = 310 \times 1,1 = 341 \text{ Quadratzoll englisch,}$$

woraus nach der Kreistafel der Zylinderdurchmesser

$$D = 21 \text{ Zoll englisch.}$$

Hierbei ist auch das Produkt $ns = 115$ in englischem Maasse gedacht worden; nimmt man daher die Hublänge zu 4 Fuss englisch, so ist die Umdrehungszahl in 1 Minute $\frac{115}{4} = 29$.

Um jetzt die Konsumberechnung der Maschine vorzunehmen, dient das zuerst erzielte $O = 310$; man wendet auf dieses die Tabellen an, als habe man nur mit rheinländischem Maasse zu thun, da auch ns die gleiche Ziffer behält, und sich das Dampfgewicht σ auf 1 rheinländischen Kubikfuss bezieht.

Die Tabellenresultate beziehen sich aber bezüglich des Dampfverbrauches stets auf Zollpfunde, möge was für ein Landesmaass immer in Rechnung gestellt werden. Um auch die Dampf- oder Brennstoffkonsume schliesslich in den Gewichten der verschiedenen Länder auszudrücken, ist am Ende dieser Nummer noch eine Reduktionstafel einiger Landesgewichte beigegeben.

Von den angeführten zwölftheiligen Landesmaassen getrennt verdient das badische Maass betrachtet zu werden, welches den Uebergang bildet von dem Fussmaasse zum Metermaasse.

$$\begin{aligned} 1 \text{ Badischer Fuss} &= 0,3 \text{ Meter} \\ &= 0,96 \text{ rheinländischer Fuss.} \end{aligned}$$

Derselbe ist aber nicht in 12, sondern in 10 Zolle getheilt. Da wir nun O nach Quadratzollen angeben, deren jeder $= \frac{1}{144}$ Quadratfuss ist, so braucht das in badischem Maasse angegebene O noch eine Korrektion, um die Ziffer für die Tabellenrechnungen als in rheinländischem Maasse ausgedrückt zu erhalten. Es entsprechen 100 zehntheilige Quadratzolle 144 zwölftheiligen Quadratzollen.

Misst man folglich einen Zylinderdurchmesser nach badischen zehntheiligen Zollen, die Hublänge nach badischen Fuss, so hat man das Produkt Ons oder dessen Faktor O erstens mit der Zahl $m^3 = (0,96)^3$ (siehe oben) zu multiplizieren, dann aber noch mit dem Verhältniss $\frac{144}{100}$.

Es ist daher die Reduktionszahl für das badische Maass oder den metrischen Fuss das oben erwähnte Produkt $(0,96)^3 \times \frac{144}{100} = 0,87 \times \frac{144}{100} = 1,17$ und die reziproke Zahl davon 0,85.

Sind aber die Dimensionen direkt in Metermaass gegeben, und zwar die Hublänge s in Metern, der Zylinderdurchmesser D aber in Centimetern, und man will hiernach eine Maschine berechnen, so ist es am bequemsten, die Angabe als in badischem Maasse geschehen zu betrachten und die Reduktionszahl für dieses Maass auf O s anzuwenden.

Auf das badische Maass kommt man aber sehr leicht. Es ist nämlich :

1 badischer Zoll = 3 Centimeter,

1 badischer Fuss = 0,3 Meter.

Auf diese Weise sind die Tabellen auch direkt für das Dezimal- oder Metermaass anwendbar, sobald man sich als Ausdrucksform desselben des badischen oder metrischen Fusses bedient.

Man hat folglich Alles, was auf die Rechnung mit Metermaass Bezug hat, in Folgendem zusammengefasst.

Analog der Tafel Q:

Der Reduktionsfaktor, mit welchem man den Kolbenquerschnitt O zu multiplizieren hat, wenn die Dimensionen der Maschine in badischem Maasse gegeben sind, beträgt

1,17;

die reziproke Zahl davon ist 0,85.

1 Meter = $\frac{10}{3}$ badischer Fuss,

3 Centimeter = 1 badischer Zoll.

Man verwandelt daher die Anzahl der Centimeter des Zylinderdurchmessers durch Division mit 3 in badische Zolle, sucht hierfür in der Kreistafel den Inhalt in Quadratrollen, welchen man mit der Reduktionszahl 1,17 multipliziert, und dann behufs der Tabellenrechnung abrundet.

Die Hublänge in Metern dividirt man ebenfalls durch 3 und multipliziert mit 10, um sie in badischen Fussen ausgedrückt zu erhalten.

Das wie oben gebildete O mit dem so gewonnenen s und der Umdrehungszahl n pr. 1 Minute multipliziert, gibt das Produkt $O n s$, mit welchem man die Tabellenrechnung vornimmt.

Noch ist es nöthig, auch den Zylinderdurchmesser D in badischen Fussen auszudrücken, da hiermit bei der Bestimmung des Dampfverlustgliedes eine Division in den Werth $x D$ der Tabelle VII auszuführen ist.

Der Grad der Sicherheit, in welchem die Werthe dieser Tabelle angebbar sind, schliesst noch die Schwankung in sich, welche durch verschiedene Fussmaasse, in denen der Divisor D auftritt, herbeigeführt wird, und die Endresultate der Dampfverbrauche werden durch eine Reduktion des Durchmessers D auf rheinländische Fusse zu wenig alterirt, als dass es nöthig wäre, diese Reduktion vorzunehmen. Man dividirt in den Tabellenwerth $x D$ von Tabelle VII mit der Anzahl Fusse, welche D in jedem Falle enthält, gleichgiltig in welchem Landesmaasse dieselben gegeben sind.

Ein Beispiel wird die Anwendung der Tabellen auf Metermaass und den metrischen Fuss vollkommen klar machen.

Die in Armengaud's Publication industrielle (12. Band 1860) beschriebene Gebläsemaschine ist so arrangirt, dass zwei Dampfzylinder, welche mit Kondensation versehen sind, auf derselben Schwungradwelle arbeiten. Jeder der Zylinder hat 54 Centimeter Durchmesser und 1 Meter Hub. Sie arbeitet mit einer Kolbengeschwindigkeit von 120 Meter in 1 Minute. Die Anfangsspannung betrage, wie es bei den Kondensationsmaschinen französischer Konstruktion gewöhnlich ist, 5 Atmosphären; es ist dort ferner, obwohl mit Unrecht gebräuchlich, den Kondensationsmaschinen sehr niedrige Füllungsgrade zu geben, und wir rechnen desshalb nur auf $\frac{1}{8}$ Füllung. (Die vortheilhafteste Leistung der Maschine würde bei ihrer bedeutenden Kolbengeschwindigkeit bei $\frac{5}{24}$ Füllung eintreten).

Zuerst sind die nöthigen Reduktionen folgende:

Der Zylinderdurchmesser von 54 Centimeter entspricht 18 Zoll badisch. Hierfür ist in der Kreistafel die Kolbenfläche 254 Quadratzoll.

Dies multipliziert mit der Reduktionszahl für badisches Maass:
1,17 gibt

$$O = 254 \times 1,17 = 295.$$

Ferner ist $D = 1,8$ Fuss.

Da der ganze Kolbenweg in 1 Minute 120 Meter beträgt, so ist die Zahl der Umdrehungen $n = 60$, die Hublänge $s = 1$ Meter
 $= \frac{10}{3}$ badische Fuss.

Hieraus das Produkt:

$$ns = \frac{10 \times 60}{3} = 200.$$

Folglich

$$O ns = 295 \times 200 = 59000.$$

Tabelle II für $(p = 5 \text{ Atmosphären; } \frac{s'}{s} = \frac{1}{8})$

$$z = 0,00126; k = 24; A = 0,175.$$

$$ns\sigma = 34,1; D = 1,8; a = 2,23.$$

Die effektive Leistung:

$$\begin{array}{r} O ns \times z = 59000 \times 0,00126 = 74 \text{ Pferdekraft.} \\ \hline 59 \\ 118 \\ 354 \\ \hline 7434 \end{array}$$

Der Dampfverbrauch:

Tabelle VII für $(ns\sigma = 34; k = 24)$

$$\begin{array}{r} \frac{x D}{D} = 0,143 : 1,8 \\ x = 0,080 \\ A = 0,175 \\ \hline \text{Parenthese} = 0,255; \times 2,23 \\ \hline 510 \\ 765 \\ \hline 0,5865 \end{array}$$

$S = 0,586$; hieraus

$K = 29$ Zollpfund Dampf pr. 1 Stunde und 1 Pferdekraft.

Dies gibt für 24 Stunden und beide gekuppelte Maschinen
ein Dampfkonsum von täglich

49100 Kilogramm.

Man erkennt leicht aus diesem Beispiele die grosse Leichtigkeit, mit welcher sich die Rechnungen mittels der Tabellen durchführen lassen, auch wenn die Angaben in metrischem Maasse erfolgen.

Zum Zwecke der Verwendung der Tabellen auf andere Maasse sind die folgenden umfangreicheren Rechnungen angestellt worden, welche auch zugleich eine Parallele ziehen lassen zwischen den aus faktischen Messungen und den durch die Tabellen erzielten Resultaten.

Nachrechnung der von Alban Stimers veröffentlichten Versuche an der Maschine des Dampfers „Michigan“ der Flotte der Nordamerikanischen Union.

Mitgetheilt im „Civilingénieur“, 7. Band, 1861.

Die Dimensionen des Dampfzylinders sind:

Zylinderdurchmesser 36 Zoll englisch,

Kolbenhub 8 Fuss „

Die aus den Versuchen abgeleiteten Mittelwerthe sind, soweit sie auf die Berechnung mittels der Tabellen Bezug haben, folgende:

Sämmtliche Gewichtsangaben beziehen sich auf englische Pfunde.

	F ü l l u n g s g r a d e						
	$\frac{11}{12}$	$\frac{7}{10}$	$\frac{4}{9}$	$\frac{3}{10}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{4}{45}$
Kolbendruck zu Anfang des Hubes	34,8	33,3	34,5	34,4	34,3	34,2	34,7
Gegendruck gegen den Kolben	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7
Leergangdruck der Maschine	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1
Effektive Leistung in Pferdekraft	295	200	189	121	104	63	53
Geschwindigkeit des Kolbens in Fussen pr. 1 Minute	330	249	276	219	222	179	226
Umdrehungen pr. 1 Minute	20,5	15,5	17,5	13	14	11,3	—
Dampfverbrauch pr. 1 Stunde und 1 Pfd.	40 76	36,56	35,75	38,70	39,20	43,42	—
Dampfverbrauch pr. 1 Stunde	12025	7312	6757	4683	4077	2735	—
Mittlerer Druck nach dem Indikator	34,0	31,1	27,1	22,9	20,1	16,4	12,5
Mittlerer Druck, berechnet nach dem Mariotte'schen Gesetze	34,5	31,3	27,6	23,2	21,2	17,2	12,6

Die beiden letzten Zeilen sind angeführt, um die Uebereinstimmung der Rechnung nach dem Mariotte'schen Gesetze mit den direkt gemessenen Mitteldrücken zu zeigen.

Dem Zylinderdurchmesser $D = 3$ Fuss entspricht die Kolbenfläche 1010 Quadratzoll englisch.

Dies multipliziert mit der Reduktionszahl aus Tafel Q für englisches Maass, also mit 0,92, gibt

$O = 1010 \times 0,92 = 930$ in Rechnung zu stellende Kolbenfläche.

Nach dieser Bestimmung hat man mit der Abweichung des englischen Maasses von dem rheinländischen nichts mehr zu thun und kann alle übrigen Zahlen direkt nehmen.

Für die oben angegebenen Umdrehungszahlen pr. 1 Minute erfolgen mithin die Produkte $O n s$, wie folgt:

	F ü l l u n g s g r a d e					
	$\frac{11}{12}$	$\frac{7}{10}$	$\frac{4}{9}$	$\frac{3}{10}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{6}$
Umdrehungen pr. 1 Minute .	20,5	15,5	17,5	13	14	11,3
Produkte $n s$ (abgerundet) .	165	125	140	105	115	90
Produkte $O n s$	153450	116250	130200	97650	106950	83700
Produkte $n s \sigma$ für $p = 2,5$ Atm.	14,68	11,12	12,46	9,34	10,23	8,00
Koeffizienten a	3,03	2,3	2,57	1,93	2,1	1,7

Die gemessenen Anfangsspannungen lauten auf 2,33 Atmosphären; da die Tabellen aber für praktisch zu verwerthende Bestimmungen gemacht sind und einen kleinen Ueberschuss zur Sicherheit in sich schliessen, so ist es in diesem Falle ihrer Anwendung gerechtfertigt, in Bezug auf die Anfangsspannung nicht zu interpoliren, sondern die nächst höhere Anfangsspannung, welche die Tabellen aufführen, nämlich 2,5 Atmosphären, in Rechnung zu stellen.

Da die von Stimers angegebenen Füllungsgrade in den Tabellen nicht genau angeführt sind, so sollen die nächstliegenden in Betracht gezogen werden, wie aus der folgenden Resultatzusammenstellung zu erkennen ist.

Den berechneten effektiven Leistungen sind die beobachteten nach Stimers untergeschrieben, ebenso den Dampfverbrauchen pr.

1 Stunde, wobei bei den beobachteten die englischen Pfunde bereits in Zollpfunde umgerechnet sind. Die Differenzen zwischen den beobachteten und den berechneten Werthen sind erst absolut und dann in Bruchtheilen der ersteren noch aufgeführt, um den Grad der Schwankung leicht erkennbar zu machen.

Füllungsgrade nach Stimers	$\frac{11}{12}$	$\frac{7}{10}$	$\frac{4}{9}$	$\frac{3}{10}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{6}$
„ „ d. Tabellen	$\frac{11}{12}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{6}$
Werthe von z für 2,5 Atmosf. {	0,00177	0,0166	0,00148	0,00117	0,000963	0,000681
„ „ k „ {	32	30	28	20	18	12
„ „ A „ {	0,967	0,717	0,55	0,383	0,3	0,217
Effektive Leistungen nach Tabellen	272	193	192	114	103	57
Effektive Leistungen nach Stimers	295	200	189	121	104	63
Differenzen in Pferdekraft	—23	—7	—3	—7	—1	—6
Differenzen in Bruchtheilen der Stimers'schen Zahlen	$\frac{1}{13}$	$\frac{1}{29}$	$\frac{1}{63}$	$\frac{1}{17}$	$\frac{1}{104}$	$\frac{1}{11}$
Dampfverbrauch pr. 1 Stunde nach Tabellen . .	11920	7308	6447	3816	3324	2220
Dampfverbrauch pr. 1 Stunde nach Stimers	11000	6700	6150	4260	3710	2500
Differenzen in Zollpfunden	+ 920	+ 806	+ 297	— 444	— 376	— 280
Differenzen in Bruchtheilen der Stimers'schen Zahlen	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{11}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{9}$

Die bei Vergleichung der umstehenden beobachteten und berechneten Zahlen sich herausstellende, mitunter überraschende Uebereinstimmung spricht wohl dafür, dass sowohl die Stimers'schen Versuche, als auch die Tabellenresultate als massgebende Mittelwerthsangaben anzusehen sind. Die durch die Brüche ausgedrückten Schwankungen sind selbst da, wo sie die grössten Werthe bei den Dampfkonsumenten annehmen, $\frac{1}{9}$ und $\frac{1}{10}$, immer noch derart, dass solche Schwankungen für die Praxis weder von Wichtigkeit, noch auch direkt bemerkbar sind.

Als zweites Beispiel der Verwendung der Tabellen zu Maschinenrechnungen, wobei die Dimensionen in einem anderen als in rheinländischem Maasse gegeben sind, diene die folgende Berechnung einer

Lokomotive, für welche die Dimensionen in österreichischem Maasse aufgeführt werden. Obwohl es kaum nöthig ist, bei österreichischem Maasse zu reduzieren, indem der ganze Unterschied $\frac{1}{50}$ im Resultate ist, so soll es doch hier geschehen, da überhaupt nur die Leichtigkeit der Reduktion gezeigt werden soll, und es hierfür gleichgiltig ist, mit welchem Faktor der Tafel Q man rechnet.

Die folgenden Angaben beziehen sich auf die Resultate einer Probefahrt, welche mit einer von J. Maffei gelieferten Lokomotive zwischen Prag und Běchowitz vorgenommen wurde. Es war dies eine von 18 Tender-Lokomotiven, welche die k. k. Staatseisenbahn im Jahre 1856 aus der genannten Fabrik bezog, und welche nach einander in Bezug auf Leistungsfähigkeit und Brennstoffkonsum geprüft wurden.

Von den 18 Proben ist die der Maschine Ungvár hier ausgewählt worden, da solche bei günstiger Witterung am 28. Mai 1856 bei 14 Grad Wärme stattfand.

Das beim Glattwerden der Schienen eintretende Schleifen der Triebräder hat natürlich ein bedeutend erhöhtes Dampfkonsum zur Folge und kann durch keine Rechnung im Voraus bestimmt werden. Rechnen kann man nur den Verbrauch für den normalen Gang der Maschine und will ihn auch nur für diesen kennen. Er findet statt, wenn die Fahrt mit nahezu gleicher Geschwindigkeit vor sich geht, und sich hierbei die Triebtradperiferie kontinuierlich auf der Schiene abwickelt, so dass der von der Periferie zurückgelegte Weg dem Wege des Zuges gleichkommt.

Die aus der Probefahrt mit der Maschine Ungvár erzielten Resultate sind folgende:

Länge der Strecke	7039 Klafter	=	42234 Fuss
Durchmesser des Triebrades	.	.	4 Fuss
Umfang	.	.	12,56 Fuss
Fahrzeit	.	.	34 Minuten

Aus dem Umfang und der Länge von 42234 Fuss

$$\frac{42234}{12,56} = 3363 \text{ Kolbenspiele während der Fahrt.}$$

Folglich auf 1 Minute $100 \text{ Spiele} = n.$
 Der Zylinderdurchmesser $= 1,454 \text{ Fuss} = 17\frac{1}{2} \text{ Zoll.}$

Hieraus die Kolbenfläche mit Abzug der Kolbenstange
 $= 238 \text{ Quadratzoll österreichisch.}$
 Hub des Kolbens $= 2 \text{ Fuss,}$

daher $200 = ns.$

Die Anfangsspannung im Zylinder beträgt 6,5 Atmosphären,

folglich $\sigma = 0,2178$, und $ns\sigma = 43,56.$

Ferner $\frac{2}{9000} O ns\sigma = a = 2,32.$

Hierin ist bereits die Reduktion auf österreichisches Maass enthalten, denn es sind die obigen 238 Quadratzolle mit der Reduktionszahl 1,02 von Tafel Q multipliziert und

$O = 240$ gesetzt.

Der Füllungsgrad $= \frac{1}{2}.$

Beobachtet wurde der Wasserverbrauch von:

105 österreichischen Kubikfussen $= 5922 \text{ Oesterr. Pfund}$
 $= 5922 \times 1,12 \text{ Zollpfund}$
 $= 6633 \quad "$

Die Nachrechnung ist jetzt folgende:

Auf Tabelle I für Nichtkondensation ist

für $\frac{1}{2}$ Füllung und 6,5 Atmosphären

$z = 0,00353; k = 60; A = 0,55; -C = -0,018$

$ns\sigma = 43,56; a = 2,32; D = \frac{3}{2}.$

Hieraus $S = 1,478 \text{ Zollpfund Dampf pr. 1 Sekunde.}$
 $60 S = 89 \quad " \quad " \quad " \quad 1 \text{ Minute;}$

folglich für 34 Minuten und beide Zylinder

$89 \times 34 \times 2 = 6052 \text{ Zollpfund Dampf für die ganze Fahrt.}$

Die oben angeführte Beobachtung liess 6633 Zollpfund Wasserkonsum für die Fahrt resultiren; die Rechnung gibt also 600 Pfund Pfund weniger als die Beobachtung, was $\frac{1}{11}$ Abweichung bedeuten würde, und sich durch das Verspritzen des Wassers bei neuen Lokomotiven erklären lässt.

Die Probefahrt, welche mit der neuen, von der Wien-Glognitzer Bahn gelieferten dreifach gekuppelten Lastzugmaschine Beraun am 10. Dezember 1866 zwischen Prag und Běchowitz vorgenommen wurde, ergab folgende Resultate.

Die ganze Strecke von 7039 Klaftern Länge wurde in 24 Minuten zurückgelegt; hiervon entfielen auf eine Strecke von 1128 Klaftern, welche die grösste Steigung von 1:250 hat, 4 Minuten. Der totale Wasserverbrauch betrug 80 Kubikfuss. Die Anfangsspannung im Zylinder wurde angegeben zu 9,5 Atmosphären absolut.

Die Dimensionen der Zylinder sind:

Durchmesser 16 Zoll Wiener Maass.
Hublänge 2 Fuss " "

Der Steuerhebel war auf der Steigung von 1:250 ganz vorgelegt und zeigte eine Füllung von 67% des Kolbenhubes an; auf der übrigen Bahn wurde mit 35% Füllung gefahren. Durchmesser der Triebräder 4 Fuss.

Nachrechnung dieses Versuches mittels der Tabellen I_(a) und VI_(a) der Nummer V.

Der Umfang des Triebrades von 4 Fuss Durchmesser ist 12,57 Fuss. Hieraus findet man die Anzahl der Umdrehungen in 1 Minute

$$n = \frac{7039 \times 6}{12,57 \times 24} = 140; \text{ da } s = 2 \text{ Fuss,}$$

$$ns = 280.$$

Die Kolbenfläche von 16 Zoll Durchmesser wird in runder Zahl gesetzt

$$O = 195 \text{ Quadrat Zoll.}$$

Die Konsumberechnung muss in zwei Theilen vorgenommen werden, nämlich

- a) für die Fahrt von 4 Minuten mit 67% Füllung
 b) " " " " 20 " " 35% "

Für 67% setzen wir $\frac{2}{3}$; für 35% $\frac{1}{3}$ Füllung.

Der Koeffizient a vor der Parenthese für S ist in beiden Fällen gleich; es ist nämlich

nach Tabelle VI_(a) für ($p = 9,5$; $ns = 280$)

$$ns\sigma = 86,16; \text{ woraus } \frac{2}{9000} On\sigma = a = 3,73.$$

a) Für die Steigung von 1:250 und die Fahrt von 4 Minuten.
 Nach Tabelle I_(a) ist für ($p = 9,5$; $\frac{2}{3}$ Füllung.)

$$\underline{k = 105; A = 0,717; -C = -0,011.}$$

$$a = 3,73; D = \frac{4}{3}; ns\sigma = 86.$$

Hieraus $2,958 = S$.

Daher der Dampfverbrauch für 4 Minuten auf der Steigung

$$2,958 = 60 \times 4 \times 2 = 1420 \text{ Pfund.}$$

b) Für die Fahrt auf der Horizontalen durch 20 Minuten kommt Folgendes:

Nach Tabelle I_(a) ist für ($p = 9,5$; $\frac{1}{3}$ Füllung)

$$\underline{k = 80; A = 0,383; -C = -0,011}$$

Daher $1,671 = S$.

Somit der Dampfverbrauch für 20 Minuten auf der Horizontalen

$$1,671 \times 60 \times 20 \times 2 = 4010 \text{ Pfund.}$$

Die Summe der Resultate *a)* und *b)* gibt

1420

4010

5430 Zollpfund totaler Dampfverbrauch.

Diese entsprechen 4833 Wiener Pfd.

Die beobachteten 80 Kub.-Fuss entsprechen 4520 " "

Differenz = 313 Pfund, oder die Beobachtung ergab $\frac{15}{16}$

von dem Resultate der Rechnung.

Die folgende vom Zollpfund auf andere Landesgewichte führende Reduktionstafel R wird beigegeben, um Alles, was zur Berechnung der Dampfmaschinen nach der dargestellten Methode nöthig ist, vereinigt zu haben.

R. Reduktionstafel für das Zollpfund.

1 Zollpfund ist gleich der angegebenen Zahl Pfunde der andern Landesgewichte				
Oesterreichisch	Bairisch	Englisch	Russisch	Schwedisch
0,89	0,89	1,1	1,22	1,18
1 Pfund dieser Gewichte ist gleich der angegebenen Anzahl Zollpfunde				
1,12	1,12	0,91	0,82	0,85



Jentsch, G.

Die Berechnung der Dampfmaschine mittels praktisch eingerichteter Tabellen, welche ohne Anwendung algebraischer Rechnungen die effektive Leistung, den Dampfverband und den vorteilhaftesten Expansionsgrad doppelwirkender Dampfmaschinen leicht bestimmen lassen : zum Gebrauche für Maschinenkonstrukteure, Fabriksbesitzer, Maschinenleiter, Geschäftsmä

Leipzig 1867

Math.a. 122 h

urn:nbn:de:bvb:12-bsb10080822-1